

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten turboaufgeladener Ottomotoren

Von der Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“
der Technischen Universität Dresden

Zur
Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

Von
Jürgen Friedrich
aus Chemnitz
geb. am 29.10.1969 in Karl-Marx-Stadt (heute Chemnitz)

Tag der Einreichung: 18.11.2002
Tag der mündlichen Prüfung: 17.12.2002

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. hab. S.Liebig
1.Prüfer: Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck
2.Prüfer: Prof. Dr.-Ing. H.-C. Reuss

Dresden, den 08.12.2003

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 1. Einleitung | 2 |
| 2. Stand der Technik | 4 |
| 2.1 Kernproblematik | 4 |
| 2.2. Ausgeführte Beispiele in der Historie | 9 |
| 3. Zielstellung und mögliche Ansätze | 17 |
| 3.1. Untersuchte Varianten..... | 17 |
| 3.2. Nicht untersuchte Varianten | 20 |
| 4. Methoden der Untersuchung..... | 25 |
| 4.1. Simulation Rechenmodell..... | 25 |
| 4.2. Hochdynamischer Motorenprüfstand | 34 |
| 4.3. Versuchsträger und Fahrzeugmodell | 38 |
| 5. Ergebnisse der untersuchten neuen Varianten..... | 39 |
| 5.1. Elektrische Unterstützung | 39 |
| 5.1.1. Gegenüberstellung eBooster – euATL | 39 |
| 5.1.2. Einfluss der Boosterverdichtergröße | 55 |
| 5.1.3. Lage des Boosters im Ansaugstrang..... | 65 |
| 5.1.4. Variation der zeitlichen Aktuatorabläufe | 69 |
| 5.1.5. Übertragbarkeit der Ergebnisse zu anderen Motorengrößen | 72 |
| 5.1.6. Diskussion der Ergebnisse am realen Motor | 74 |
| 5.2. Mechanischer Zusatzverdichter | 85 |
| 5.2.1. Auswahl und Auslegung des geeigneten Laders..... | 85 |
| 5.2.2. Einflüsse der Einbaulage in Bezug auf den Primärverdichter..... | 90 |
| 5.2.3. Übertragbarkeit der Aussagen zu anderen Motorengrößen | 93 |
| 5.2.4. Prüfstandsergebnisse..... | 94 |
| 5.3. Zweistufig geregelte Aufladung | 108 |
| 5.3.1. Auslegung der Turboladergrößen..... | 108 |
| 5.3.2. Ergebnisse der Simulationsrechnungen | 115 |
| 5.3.3. Probleme der zweistufigen Aufladung bei einer Umsetzung am realen Motor | 120 |
| 5.4. Gegenüberstellung der einzelnen Varianten..... | 123 |
| 5.4.1. Bewertung auf Basis der Simulationsrechnungen und der Prüfstandsergebnisse | 123 |
| 5.4.2. Potentiale für die Weiterentwicklung..... | 130 |
| 6. Zusammenfassung | 133 |
| 7. Literaturverzeichnis | 136 |
| 8. Formelzeichen und Indizes..... | 140 |

1. Einleitung

Seit einigen Jahren gibt es keine Zweifel mehr darüber, dass die Aufladung die wirksamste Art der Leistungssteigerung darstellt. Nicht zuletzt der heutigen Reife der Mitteldrucksteigerung durch die Dichteerhöhung im Brennraum hat zum Beispiel der Dieselmotor seinen enormen Zuwachs im PKW Sektor zu verdanken. Erst durch das gleichzeitige Vorhandensein von Effizienz und hohem Drehmomentangebot konnte ein zusätzliches Käuferpotential erschlossen werden. Verglichen mit einem leistungsgleichen Ottosaugmotor ergibt sich ein spürbar höherer Nutzwert im alltäglichen Straßenverkehr. Als Komponente zur Mitteldrucksteigerung wird heute ausschließlich beim Dieselmotor, oder vorrangig beim Ottomotor, auf einen Abgasturbolader zurückgegriffen. Die theoretischen Vorteile eines Turboladers gegenüber einem mechanischen Lader, die Leistung zur Verdichtung der Ansaugluft nicht der Kurbelwelle sondern dem sonst ungenutzten Abgas zu entnehmen, sind allgemein bekannt. In der Praxis müssen an dieser theoretischen Schwarz/Weiß Betrachtung einige Modifikationen erfolgen. So bleibt die Aufstauung des Abgases zur Darstellung eines ausreichenden Enthalpiegefälles über der Turbine nicht ohne Auswirkungen auf die Prozessführung. Letztendlich erfolgt eine Bewertung deshalb ausschließlich auf einer Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile, bei denen Punkte wie Kosten oder Bauraumbedarf eine wichtige Rolle spielen. Insgesamt sprechen die Argumente zugunsten des Abgasturboladers.

Der aufgeladene Dieselmotor kann gegenüber einem Saugottomotor gleicher Leistung Vorteile im Drehmomentverhalten verbuchen. Mit dem Vormarsch des Dieselmotors begann gleichzeitig eine Wiederbelebung aufgeladener Ottomotoren. Gegenüber den Entwicklungen der 80-iger Jahre lag diesmal das Hauptaugenmerk weniger auf hohen Leistungswerten als eher auf hohen Mitteldrücken bei niedrigen Drehzahlen. Um im Vergleich zum Dieselmotor in der Summe attraktiv zu bleiben, bedarf es beim Ottomotor umfangreicher Maßnahmen um sowohl die Effizienz als auch den Drehmomentverlauf zu verbessern. Die einzig wirklich wirksame Maßnahme um beide Gesichtspunkte gleichzeitig zu erfüllen stellt letztendlich die Aufladung dar. Die Entscheidung welches Aufladeverfahren, ob mechanisch oder thermodynamisch, das geeignetste ist, fällt knapper als beim Dieselmotor, doch

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

letztlich zu Gunsten des Turboladers aus. Nur mit ihm lässt sich das Ziel von konsequentem Downsizing verbunden mit Hochaufladung realisieren. Das Problem aller turboaufgeladenen Motoren, sowohl Otto als auch Diesel, besteht nach wie vor im verzögerten Mitteldruckaufbau bei niedrigen Drehzahlen. Mit konventionellen Verbesserungsmaßnahmen ist es bereits gelungen beim Ottomotor, weniger beim Dieselmotor, einen dennoch harmonischen Drehmomentaufbau über der Zeit darzustellen. Das Ziel, den gleichen Antriebskomfort eines leistungsgleichen aber hubraumgrößerem Saugmotors zu erreichen, ist hingegen mit konventionellen Maßnahmen nicht erreichbar. Um den turboaufgeladenen Ottomotor für eine breite Masse wirklich attraktiv zu gestalten, müssen Zusatzmaßnahmen zur Unterstützung des Turboladers im Transientbetrieb erfolgen, welche immer das gleiche Ziel im Auge haben, und zwar Erhöhung des Energieangebotes für die Turbine im dynamischen Betrieb vorrangig bei niedrigen Drehzahlen. Dabei kann diese Erhöhung direkt, also höheres Aufstauen vor Turbine, oder indirekt über Erhöhung des Massendurchsatzes durch Zusatzkomponenten erfolgen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden teilweise völlig neue Methoden in ihrer Anwendung am Ottomotor untersucht. Der direkte Vergleich der vielversprechensten Varianten erfolgte erstmals an einem Motor.

2. Stand der Technik

2.1 Kernproblematik

Im Gegensatz zur mechanischen Aufladung, bei welcher der Verdichter mit der Kurbelwelle starr gekoppelt ist, besteht die Kopplung bei der Abgasturboaufladung auf der thermodynamischen Ebene. Dem Vorteil, dass auf diese Art die Abgasenergie verwertet wird, steht der Nachteil gegenüber, dass je nach Lastpunkt im Motorkennfeld die Turboladerdrehzahl stark variiert. Im stationären Betriebspunkt deckt die abgegebene Turbinenleistung sowohl die Verdichterleistung als auch die Verlustleistung in der Wellenlagerung. Die Reaktion des Motors nach der Lastaufschaltung im Vergleich zu einem Saugmotor ist in Bild 2.1. festgehalten. Auch der aufgeladene Motor reagiert nach der vollständigen Entdrosselung mit seinem Spontanmoment, gefolgt von einem auf die Zeitspanne t_{Verzug} ausgedehnten Anstieg auf das Volllastmoment. Erfolgt beispielsweise diese Lastaufschaltung aus einem Betriebspunkt im unteren linken Kennfeld des Motors, steht der Turbine nur

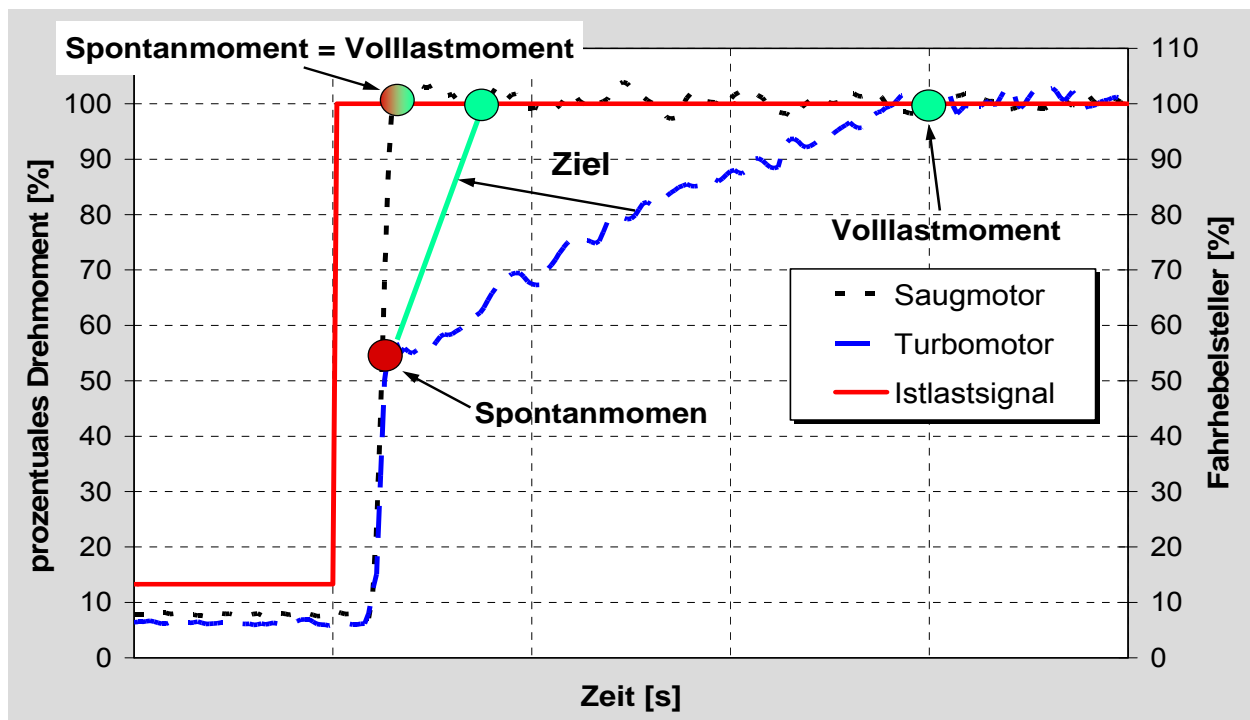


Bild 2.1: Vergleich einer Lastaufschaltung zwischen einem Turbomotor und einem Saugmotor

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

ein geringes Enthalpiegefälle zur Wandlung in mechanische Arbeit zur Verfügung. Von diesem Energieangebot muss wie im stationären Fall die Verdichter- bzw. Verlustleistung gedeckt werden. Die noch verbleibende freie Leistung wird zur Beschleunigung des Laufzeuges verbraucht. Erschwerend kommt bei der Beschleunigungsphase des Laufzeuges hinzu, dass sich die Betriebspunkte im Turbinenkennfeld zu niedrigen Laufzahlen hin verschieben. In diesen Kennfeldbereichen fällt der Turbinenwirkungsgrad deutlich geringer aus. Insgesamt verbleibt nur eine relativ geringe Überschussleistung für die Beschleunigung des Turboladers zu seinem stationären Endpunkt. Demzufolge erfolgt der Ladedruckaufbau gegenüber einer mechanischen Aufladung speziell im unteren Motordrehzahlbereich deutlich langsamer. Ungünstig wirkt sich hierfür auch die unterschiedliche Fördercharakteristik des Radialverdichters gegenüber dem Verdrängungslader aus, wie er hauptsächlich bei einer mechanischen Aufladung eingesetzt wird. Das darstellbare Druckverhältnis des Radialverdichters steigt mit dem Quadrat der Drehzahl, wodurch das Laufzeug während des Beschleunigungsvorganges erst eine Mindestdrehzahl erreicht haben muss, bevor ein Druckverhältnis größer 1 dargestellt werden kann. Gegenüber aufgeladenen Ottomotoren der 80-iger Jahre wird seit etwa 10 Jahren mehr Wert auf eine füllige Drehmomentkurve gelegt als auf absolute Spitzenleistungen. Diese Entwicklung folgt den tatsächlichen Anforderungen des täglichen Verkehrsalltages. Diese veränderte Grundauslegung führte zu Turboladern mit immer kleineren Turbinenrädern und deutlich geringerem Schluckvermögen. Das verringerte Schluckvermögen führt zu einem erhöhten Druck vor der Turbine, um den gleichen Massenstrom durchzusetzen. Auf diese Weise liegt über der Turbine ein höheres Enthalpiegefälle bei unverändertem Massendurchsatz an, wodurch schon bei niedrigen Motordrehzahlen, und dem hier geringerem Angebot an verwertbarer Abgasenergie, eine hohe Aufladung dargestellt werden kann. Dem dynamischen Verhalten des Motors kommt die deutlich geringere Massenträgheit des Laufzeuges zusätzlich zugute. Nachteilig wirkt sich allerdings das notwendig höhere Drehzahlniveau des kleineren Verdichters aus, welches einen Kompromiss zwischen hohen Druckverhältnissen bei niedrigen Durchsätzen und der Vermeidung des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Verdichterpumpens bildet. Die Folge ist eine größere zu überbrückende Drehzahlspanne zwischen dem Ausgangspunkt und dem stationären Endwert, gleichzeitig steigt die umfangsgeschwindigkeitsproportionale Reibung in der Wellenlagerung. Diese Nachteile werden allerdings durch die genannten Vorteile mehr als kompensiert. Gleichwohl besteht das Grundanliegen von dem beim Auslassöffnen maximal verfügbaren theoretischen Enthalpiegefälle so viel wie möglich an der Turbine umsetzen zu können.

In diesem Zusammenhang ist eine kurze Betrachtung der thermodynamischen Vorgänge vom Zylinder bis zum Punkt hinter Turbine sinnvoll. Prinzipiell kann die Turbine auf zwei Arten beaufschlagt werden, durch eine Stauaufladung oder zum anderen einer Stoßaufladung. Bei der Betrachtung des Weges des Abgases vom Zylinder bis zur Turbine wird für beide Beaufschlagungsarten von denselben Zuständen im Zylinder ausgegangen. Bei der Stauaufladung befindet sich zwischen Zylinder und Turbine ein Behälter dessen Volumen die Pulsation der Auslassströme soweit bedämpfen soll, so dass die Turbine weitestgehend mit Konstantdruck betrieben werden kann. Öffnet sich jetzt ein Auslassventil, so strömt das Abgas mit einer bestimmten Geschwindigkeit durch den Ventilsplatt und expandiert im Behälter unter Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie auf konstanten Behälterdruck. Beim Durchmischen des eintretenden Gases mit dem Behälterinhalt, der Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie sowie der Drosselung am Auslassventil, abhängig vom Druckgefälle, kommt es unter Beibehaltung der Gesamtenthalpie zu einer starken

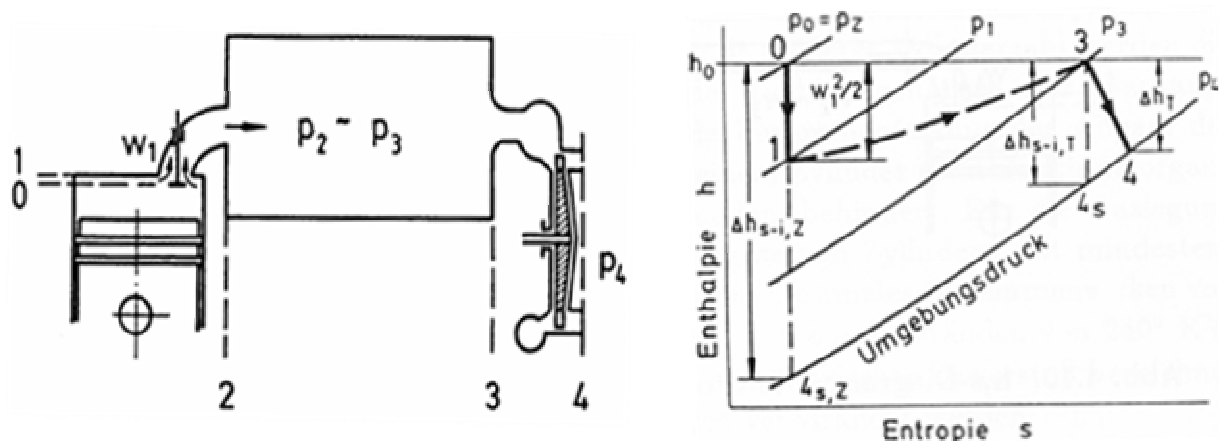


Bild 2.2: Schema und h, s – Diagramm für die Stauaufladung [2]

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Entropiezunahme. Dadurch steht der Turbine nur das relativ geringe Enthalpiegefälle Δh (Bild 2.2) zur Verfügung, während bei verlustfreier Expansion das wesentlich größere Enthalpiegefälle $\Delta h_{s,z}$ nutzbar wäre. Bei der Stoßaufladung hingegen befindet sich zwischen Zylinder und Turbine nur ein sehr kleines Volumen, es fehlt ein Ausgleichsbehälter. Öffnet das Auslassventil, so liegt wegen des großen Druckverhältnisses p_z/p_3 die Einströmgeschwindigkeit wesentlich höher als die Ausströmgeschwindigkeit des Abgasrohrs, wodurch der Druck in diesem rasch ansteigt. Je nach konstruktiver Auslegung bleibt ein Teil der Geschwindigkeitsenergie beim Ausströmen aus dem Zylinder erhalten. Der rasche Druckanstieg im Abgasrohr führt zu einer wesentlichen Abnahme der Drosselverluste am Auslassventilspalt. Dieser Umstand, in Verbindung mit dem teilweisen Erhalt der Geschwindigkeitsenergie, führt zu einer deutlich geringeren Entropiezunahme als bei der Stauaufladung. Von dem theoretisch möglichen Enthalpiegefälle $\Delta h_{s,z}$ kann somit ein größerer Anteil Δh zum Antrieb des Verdichters genutzt werden (Bild 2.3). Für die Turbine selbst hat die Stoßaufladung allerdings nur Nachteile, wie geringeres Schluckvermögen, schlechtere Wirkungsgrade sowie eine Schwingungsanregung der Schaufeln. Diese Nachteile werden durch das höhere Energieangebot gleichwohl deutlich überkompensiert. Bei aufgeladenen PKW-Motoren versucht man vorrangig mit einer geeigneten Abgaskrümmkonstruktion die Vorteile der Stoßaufladung zu nutzen. Um die bei der Stoßaufladung erhaltene Geschwindigkeitsenergie möglichst

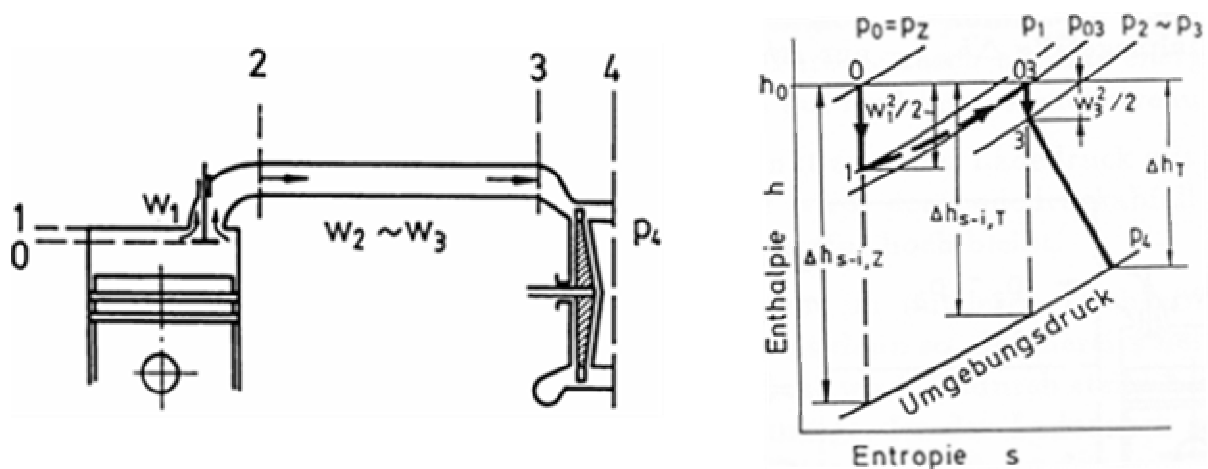


Bild 2.3: Schema und h, s – Diagramm für die Stoßaufladung [2]

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

optimal zu nutzen ist eine Trennung der einzelnen Abgasrohre bis zum Turbinenrad notwendig. Aus Package- und Kostengründen wird allerdings oftmals ein deutlich einfacherer Abgaskrümmter verwendet, bei dem alle vier Zylinder in ein kleinvolumiges Staurohr münden. Die dadurch nichtvorhandene Zündfolgetrennung hat Auswirkungen auf den Ladungswechsel der Zylinder (dazu näheres im Abschnitt 3.2 im Rahmen des Biturbokonzeptes), speziell kurz vor Auslass schließt und einer möglichen Ventilüberschneidungsphase. Als Konsequenz werden in der Regel die Steuerzeiten auf eine minimale oder keine Ventilüberschneidung hin ausgelegt, sowie ein relativ frühes Schließen des Auslassventils. Vergleicht man aufgeladene Ottomotoren der achtziger Jahre (Audi R5, Porsche 911 Monoturbo) mit modernen Motoren so haben die beschriebenen Änderungen zu einem erheblich verbesserten dynamischen Verhalten bei niedrigen Drehzahlen geführt. Festzuhalten bleibt allerdings auch, dass all diese konventionellen Maßnahmen nicht ausreichen um den prinzipbedingten Nachteil der ATL-Aufladung soweit zu minimieren, dass bei allen Drehzahlen die Zeitspanne nach einer Lastaufschaltung zwischen dem Erreichen des Saugmomentes und dem stationär erreichbaren Moment als nicht spürbar oder wenigstens tolerierbar eingestuft werden kann. Speziell in Hinblick auf Hochaufladung und den damit verbundenen deutlich höheren Ladedrücken muss nach anderen Lösungen gesucht werden um das dynamische Verhalten dem eines Saugmotors oder wenigstens dem eines mechanisch aufgeladenen Motors anzugleichen.

2.2. Ausgeführte Beispiele in der Historie

Das Problem des teilweise unzureichenden dynamischen Verhaltens begleitet Motoren mit Abgasturboaufladung seit man diese Art der Leistungssteigerung einsetzt. Deshalb gibt es in der Literatur und zum Teil auch in ausgeführten Varianten zahlreiche Ansätze dieses Problem zu minimieren. Die meisten Veröffentlichungen entstammen dem Sektor Nutzfahrzeuggdiesel oder Großdieselmotoren. Bei diesen Bauarten zählt die Abgasturboaufladung schon seit Jahrzehnten zum Standardumfang. Speziell bei Großdieselmotoren liegt der Aufladegrad in Bereichen von Druckverhältnissen teilweise $\gg 3$, wodurch die Spanne zwischen Saugmoment und Vollastmoment sehr groß ausfällt. Die dadurch zwangsläufig entstehenden dynamischen Probleme wurden auf unterschiedlichste Art zu lösen versucht. Als Beispiel seien die Registeraufladung, mehrstufige Aufladung, Kopplung der Turboladerwelle über ein Getriebe mit der Kurbelwelle inklusive Freilaufkupplung oder einer gezielten Lufteinblasung bei Transientvorgängen genannt. [3,9]

Aufgrund seiner wesentlich geringeren Verbreitung liegen beim turboaufgeladenen Ottomotor weit weniger umgesetzte Lösungsansätze vor. Im Folgenden wird sowohl auf prinzipielle als auch auf bereits umgesetzte Möglichkeiten eingegangen.

Bei der Art und Weise des Herangehens müssen folgende Unterscheidungen getroffen werden:

- Regeleingriffe am Turbolader
- Anwendung eines fremd- oder vom Motor angetriebenen Zusatzverdichters
- Zusatzantrieb des ATL
- Zuführen von Druckluft aus einem Speicher
- Kombinierte Aufladung, Abgasturbolader mit Resonanzaufladung

Die schon im Punkt 2.1. dargelegten Entwicklungen der letzten 10 Jahre befassen sich im Prinzip alle mit Regeleingriffen am Turbolader. Der aus der Turboladerhauptgleichung (2.1) bekannte Zusammenhang zwischen Ladedruck und Abgasgegendruck führte zum Einsatz von im Durchsatz deutlich verkleinerten Turbinen. Dabei entsprechen die Nummerierungen den in Bild 2.4 beschriebenen Positionen am Verbrennungsmotor im Ansaugtrakt vor und nach Verdichter bzw. im

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} * \frac{T_3}{T_1} * \frac{c_{p3}}{c_{p1}} * \eta_T * \eta_V * \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1-1}} \quad (2.1)$$

Abgaskrümmer vor und nach Turbine. Eine im Durchsatz verkleinerte Turbine benötigt ein größeres Verhältnis p_3/p_4 um den gleichen Massenstrom durchzusetzen. Gemäß der Formel 2.1 führt diese Erhöhung zu einem größeren Verhältnis p_2/p_1 . Es kann damit bereits bei geringeren Massendurchsätzen der Turbine ein hoher Ladedruck dargestellt werden. Zur Begrenzung des Ladedruckes wird ein geregeltes Wastegate eingesetzt. Nach wie vor bestand auf der anderen Seite die Forderung nach einer gehobenen Nennleistung, wodurch die Turbine und der Verdichter eine bestimmte Größe nicht unterschreiten dürfen. Das Problem der deutlich größeren Spreizung der Luftdurchsätze beim Ottomotor (bis 1:60) gegenüber dem Dieselmotor (1:20) verhindert deshalb den Einsatz noch kleinerer Turbolader. Die zweite bedeutende Möglichkeit über Regeleingriffe sowohl das dynamische Verhalten als auch die stationäre Volllast zu verbessern liegt, in einer Regelung des

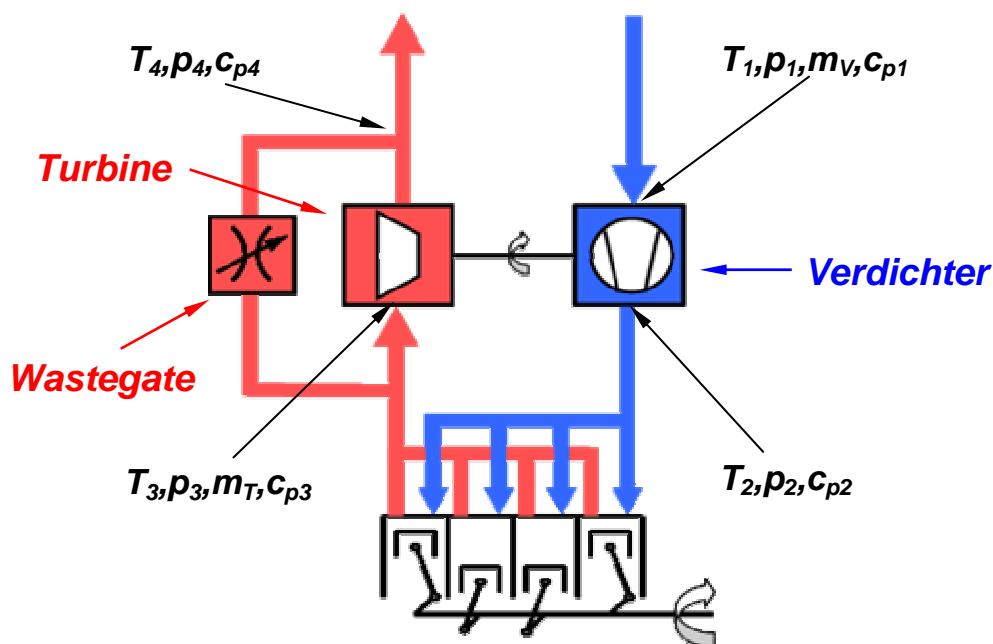


Bild 2.4: Schema eines abgasturboaufgeladenen Motors mit Indizes

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Turbineneintrittsquerschnittes, der so genannten Variablen Turbine. Dieser Punkt wird noch ausführlicher in Abschnitt 3.2. diskutiert.

Die folgenden Ansätze gehen über Regeleingriffe am Turbolader hinaus. Unterteilen kann man Sie nach folgenden Gesichtspunkten:

- Verbesserung des Durchsatzverhaltens des Motors
- effizientere Nutzung der Abgasenergie durch Verteilung auf mehrere Stufen
- Einspeisung von Hilfsenergie

Impulslader

Beim Impulslader (Bild 2.5) wird analog der vollvariablen Ventilsteuerung Einfluss auf die effektiven Öffnungszeiten des Ventiltriebs in Abhängigkeit der Drehzahl genommen. Er ist damit ein Vertreter der Verbesserung des Durchsatzverhaltens des Motors. Der Impulslader stellt ein schnellschaltendes Ventil im Ansaugtrakt kurz vor dem Zylinderkopf dar. Unabhängig von den eigentlichen Ventilöffnungszeiten kann mit diesem Zusatzventil Einfluss auf die Wellendynamik während des Ansaugvorganges genommen werden. Hierbei wird der Kolben des Motors zum Vorspannen einer Luftfeder genutzt. Das Schnellschaltventil bleibt bei bereits geöffnetem Einlassventil so lange geschlossen, bis der Unterdruck im Zylinder einen beabsichtigten Wert erreicht hat. Durch ein spontanes Öffnen des Zusatzventils wird durch das über ihm anliegende Enthalpiegefälle die Luftsäule davor stark beschleunigt. Dabei wird zum Einen die Enthalpie in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt, zum Anderen läuft eine Unterdruckwelle vom Zylinder in das Saugrohr. Die Geschwindigkeitsenergie der Luftsäule reicht aus, um das Einströmen in den Zylinder über den unteren Totpunkt des Kolbens auszudehnen. Diese gezielt hervorgerufenen physikalischen Effekte treten sonst erst bei hohen Drehzahlen auf. Das Schließen des Zusatzventils sollte so gewählt werden, dass die am offenen Rohrende negativ reflektierte Unterdruckwelle kurz vorher eintrifft. So kann die Zylinderfüllung nochmals positiv beeinflusst werden. Aufgrund einer meist festen Saugrohrgeometrie kann der zweite Effekt allerdings nur in einem bestimmten Drehzahlband effektiv genutzt werden. Mit Hilfe des Impulsladers wird die

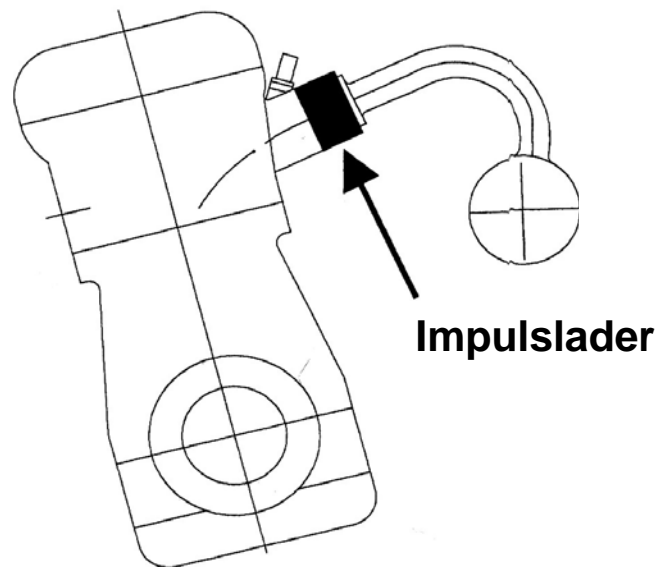


Bild 2.5: Motor mit Einbaulage des Impulsladers [4]

Zylinderfüllung relativ unabhängig von der Motordrehzahl. Mit dem Impulslader lässt sich zudem die Spülung des Zylinders vom Restgas während der Ventilüberschneidungsphase verbessern. Werden die Steuerzeiten des Ventiltriebes so ausgelegt, dass das Schnellschaltventil stets vor dem Einlassventil schließt, kann zwischen dem Einlassventil und dem Impulslader eine Luftfeder gespannt werden, welche in der Überschneidungsphase gezielt zum Spülen genutzt wird. Dieser Effekt wird bei einem turboaufgeladenen Motor stark von der Abgaskrümmstruktur mitbestimmt. Bei Verwendung eines in Punkt 2.1. beschriebenen Krümmers wird sich trotz des Überdruckpolsters zwischen Schnellschaltventil und Einlassventil durch den Vorauslass eines benachbarten Zylinders kaum ein positives Spülgefälle einstellen. Die letzten Veröffentlichungen zu diesem Thema [4,5] zeigten das Potential dieses Systems auf. Durch dieses System wird das Durchsatzverhalten des Motors verbessert. Dadurch steht bei einer Lastaufschaltung auch der Turbine spontan mehr Energie zur Verfügung. Bei Beibehaltung des Volllastmitteldruckes verringert sich die Spreizung zwischen Spontan- und aufgeladenem Volllastmoment. Das Ansprechverhalten der Turbine entspricht dem des Ausgangsmotors bei höherer Drehzahl. Die dadurch veränderten Schlucklinien des Motors würden den Einsatz eines größeren Verdichterrades ermöglichen, da der Abstand zur Pumpgrenze sich

in Richtung stabiler Bereich vergrößert. Mit diesem System lässt sich das dynamische Verhalten des ATL-Motors deutlich verbessern. Dessen ungeachtet sind derzeit die Punkte Dauerhaltbarkeit, Geräuschentwicklung und auch Kosten noch als kritisch einzustufen. Je nach Aufladegrad bietet das System aber nur unzureichend Möglichkeiten, das dynamische Problem in allen Drehzahlbereichen völlig zu lösen. Vorteilhaft wirkt sich der sehr geringe zusätzliche Raumbedarf aus.

Registeraufladung

Eine weitere bereits in der Vergangenheit angewendete Methode das dynamische Verhalten eines ATL-Ottomotors zu verbessern stellt die Registeraufladung dar. Die bekannteste ausgeführte Version stammt aus dem Haus Porsche in Form des Typs 959 [6,7] (Bild 2.6). Der Registeraufladung liegt das Anliegen zu Grunde, die Verdichtungsarbeit von einer großen auf zwei kleinere Stufen zu verteilen. In der Regel kommen zwei gleich große Turbolader zum Einsatz, bei dem im unteren Drehzahlbereich nur einer mit Abgas beaufschlagt wird. Der Abgasstrang des zweiten Turboladers wird durch ein Bypassventil verschlossen, wodurch die gesamte Verdichtung durch einen ATL getragen wird. Ab dem Erreichen des gewünschten Solladedruckes wird das Abgasventil des zweiten ATL zunehmend geöffnet, und diese Turbine als Wastegate genutzt. Gleichzeitig wird das Laufzeug durch den Abgasstrom beschleunigt. Auf der Verdichterseite wird mittels einer Umluftleitung ein Pumpen vermieden. Die Leitung zum Luftsammler vor den Einlassventilen bleibt über eine Klappe weiterhin verschlossen. Erreicht der nach wie vor passive Turbolader die Zuschaltdrehzahl, wird sowohl das Abgasventil als auch die Ladedruckklappe voll geöffnet, die Aufladung erfolgt ab diesem Punkt analog der Parallelauladung. Durch die Halbierung der notwendigen Verdichtungsarbeit pro Stufe bezogen auf den Nennleistungspunkt, können kleinere Turbolader mit geringerem Massenträgheitsmoment eingesetzt werden. Der Vorteil gegenüber der Variante mit zwei gleichmäßig durchströmten Turboladern, besteht zum Einen darin, dass im kritischen unteren Drehzahlbereich das ohnehin geringe Energieangebot nicht durch eine doppelte Lagerreibung zusätzlich belastet wird. Zum Anderen arbeitet der wirksame Verdichter

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

in Bereichen besseren Wirkungsgrades. Die Beaufschlagung der zugeschalteten Turbine mit Abgas erfolgt durch die doppelte Anzahl der Druckstöße energetisch günstiger als im Vergleich zu einem Parallelbetrieb. Die zeitlichen Abschnitte zwischen den einzelnen Impulsen, in denen vor Turbine ein Druck auf atmosphärischem Niveau anliegt, fallen bei gleicher Motordrehzahl deutlich kürzer aus als es bei einer Parallelvariante der Fall wäre. Druckverhältnisse über der Turbine von 1 sind nach [1] für die Energieumsetzung in der Turbine schädlich. Trotz hoher Literleistungen kann der Motor im unteren Drehzahlbereich mit einer für das dynamische Verhalten günstigen kleinen Turbine betrieben werden. Dieses System hat allerdings auch einige Nachteile. Die Verbindung der beiden Turbinen fällt je nach Motorkonstruktion mehr oder weniger voluminös aus (beim 959 in Form eines Boxermotors besteht die Verbindung aus einem langen Rohr von einer Bank zur anderen Bank). Dadurch erhöht sich zwangsläufig das Krümmervolumen, womit die in Punkt 2.1. beschriebenen Vorteile einer reinen Stoßaufladung verringert werden. Speziell bei dem hier ausgeführten Sechszylindermotor wird die ideale Zündfolgetrennung der einzelnen Bänke

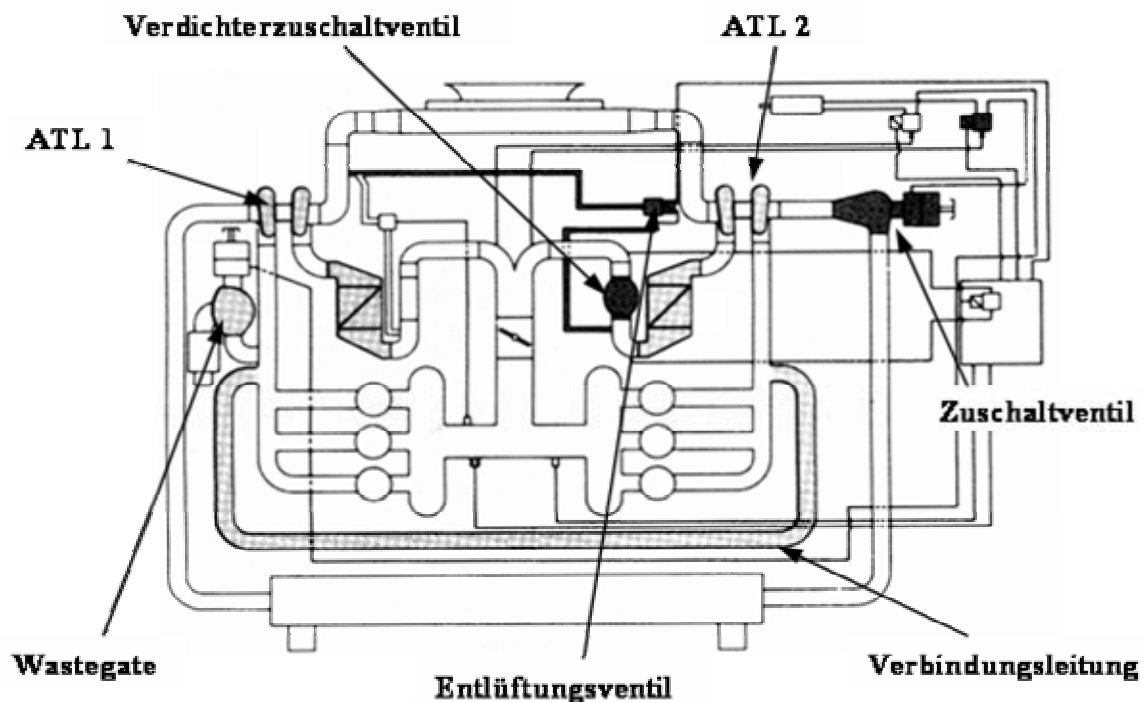


Bild 2.6: Schema der Registeraufladung beim Porsche 959

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

weitestgehend aufgehoben. Besonders kritisch im dynamischen Bereich verhält sich der Zuschaltpunkt des zweiten Turboladers. Durch die Öffnung der Verdichterklappe bricht der Förderstrom des Primärladers auf die Hälfte zusammen, wodurch der Betriebspunkt im Verdichterkennfeld zu deutlich kleineren Volumenströmen mit geringeren Wirkungsgraden verschoben wird. Die sich schlagartig ändernden Bedingungen an den vier einzelnen Komponenten der Strömungsmaschinen führen dazu, dass der Umschaltpunkt deutlich spürbare Auswirkungen auf die Verbrennungsmaschine hat. Der Bedarf an Schaltventilen und Zusatzleitungen fällt zudem hoch aus. Bei einem Hochleistungskonzept auf Basis eines Reihenvierzylinders würden einige der Negativpunkte prinzipbedingt weniger schwer ins Gewicht fallen.

Kombinierte mechanische – ATL-Aufladung

Ein weiteres in der Vergangenheit bereits ausgeführtes System greift, bezogen auf eine reine ATL-Aufladung, auf das Gebiet Einspeisung von Zusatzenergie zurück. Die für die Verdichtung der Ansaugluft benötigte Energie wird hier direkt der

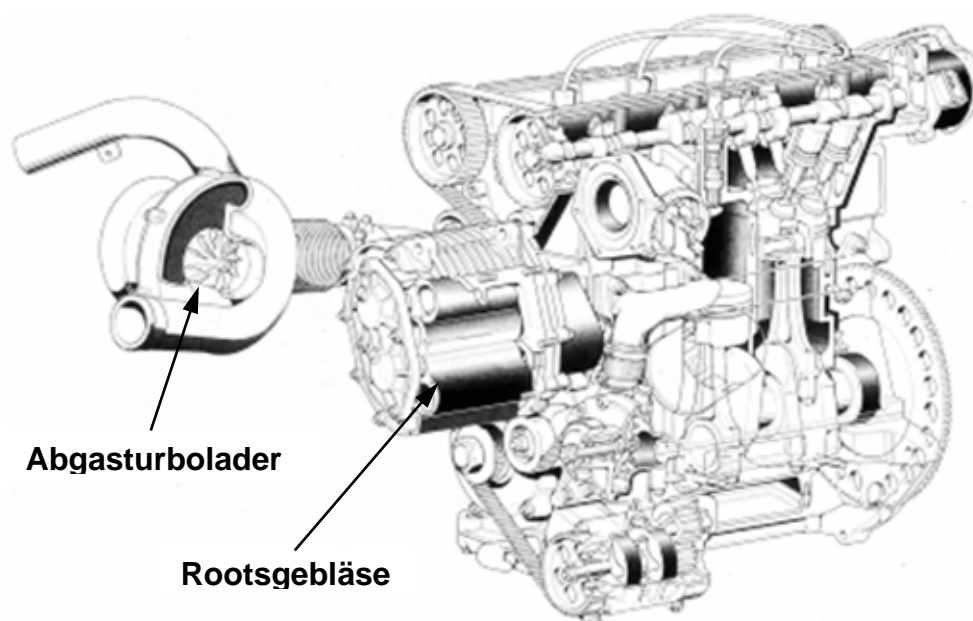


Bild 2.7: Motor des Gruppe B Rallyfahrzeuges Lancia Delta S4 mit kombinierter mechanischer- und Abgasturboaufladung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Kurbelwelle entnommen in Form eines in Reihe geschalteten mechanischen Laders. Angewandt wurde diese Methode bei dem Gruppe B Rallyfahrzeug Lancia Delta S4 [7]. Hierbei diente der Kompressor, ausgeführt als Rootsgebläse, nicht ausschließlich zur Dynamikverbesserung. Vielmehr wurde er dafür eingesetzt, um den über einen auf extreme Literleistung ausgelegten Motor im mittleren Drehzahlbereich fahrbar zu gestalten (Bild 2.7). Dafür war das Rootsgebläse starr mit dem Motor verbunden und wurde im oberen Drehzahlbereich über ein Bypasssystem umgangen. Generell war der mechanische Lader so ausgelegt, dass er bis zur Abregeldrehzahl des Verbrennungsmotors belastbar ist. Mit dem mechanischen Lader war man damit in der Lage einen auf hohen Durchsatz optimierten Turbolader einzusetzen ohne bei niedrigeren Drehzahlen einen auch stationär unbefriedigenden Drehmomentverlauf akzeptieren zu müssen. Ein diesem System verwandter Ansatz soll in dieser Arbeit noch eingehend diskutiert werden. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle auf eine Darstellung der Kausalitäten dieses Systems sowie seiner Besonderheiten verzichtet, eine umfangreiche Abhandlung erfolgt im Abschnitt 5.2.

3. Zielstellung und mögliche Ansätze

3.1. Untersuchte Varianten

Das Ziel dieser Arbeit ist es, Varianten zur Verbesserung des transienten Verhaltens turboaufgeladener Ottomotoren zu untersuchen und zu entwickeln, die folgende Kriterien erfüllen:

- im Falle der Unterstützung durch Einspeisung von Zusatzenergie, muss diese beliebig oft in kurzen Abständen abrufbar sein
- die Varianten sollen das transiente Verhalten derart verbessern, dass in allen Drehzahlbereichen die stationären Volllastwerte und für Drehzahlen ab 1700 U/min ein Wert von 16.5 bar Mitteldruck nach einer Zeit ≤ 1 s erreicht werden

Die untersuchten Varianten integrieren sowohl Methoden der Zusatzenergieeinspeisung als auch die Verteilung der Aufladung auf zwei Aufladeinheiten. Aufgrund der oben genannten Randbedingungen wird beispielsweise auf die Diskussion der Wirksamkeit von Wassereinspritzung verzichtet. Hierbei kann nicht sichergestellt werden, dass bei einer Fahrt mit vielen transienten Vorgängen die zur Unterstützung benötigte Wassermenge bei der n-ten Lastaufschaltung noch ausreicht. Ähnlich verhält es sich mit der Zusatzlufteinblasung. Hierbei kann ebenso nicht sichergestellt werden, dass im Druckluftspeicher immer ausreichend Kapazität für einen Beschleunigungsvorgang vorhanden ist. Diese Möglichkeiten sind bereits Inhalt einiger Veröffentlichungen, in denen ein Potential zur Verbesserung des Transientenverhaltens nachgewiesen werden konnte [3,8,9]. Ziel dieser Untersuchungen war allerdings nur die Darstellung der prinzipiellen Wirksamkeit und nicht die Reproduzierbarkeit anhand von repräsentativen Fahrzyklen.

Die in dieser Arbeit diskutierten Varianten greifen teilweise bestehende Grundideen auf, welche in dieser Form an einem PKW-Ottomotor allerdings noch nicht vorgestellt wurden. Gleichzeitig werden neue Möglichkeiten sowohl der Fremdenergieeinspeisung als auch der Verteilung der Aufladung auf zwei geregelte Teileinheiten untersucht.

Die praktikabelste Methode das dynamische Verhalten zu verbessern, liegt in der

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Einleitung von Zusatzenergie kurz nach der Lastaufschaltung. In dieser Arbeit versteht sich unter der Einleitung von Zusatzenergie prinzipiell jede Form, die nicht dem Abgas entnommen wird. Es bietet sich an, diese Zusatzenergie aus einem Speicher im Bedarfsfalle zu entnehmen. Da dieser Speicher den oben genannten Bedingungen bezüglich Dauerbelastbarkeit entsprechen muss, kommt hierfür nur eine Unterstützung durch elektrische Energie in Frage. Überlegungen zur elektrischen Unterstützung der ATL-Aufladung gehen bereits einige Jahrzehnte zurück. Der Kerngedanke, im Bedarfsfall durch einen Elektromotor das Turboladerlaufzeug zu beschleunigen, scheiterte in der Vergangenheit an dem Verhältnis Massenträgheit / Drehmoment des E-Motors. In dieser Arbeit wird erstmals ein System theoretisch als auch am Prüfstand untersucht, bei welchem der Elektromotor in seinem Verhältnis Leistung / Massenträgheit ein Niveau erreicht hat um ihn für die elektrische Unterstützung heranzuziehen. Die bisherigen Ansätze bezogen sich in der Regel auf größere Dieselmotoren, deren Turbolader ein relativ hohes polares Massenträgheitsmoment besitzen. Hier lag der Zuwachs der Gesamtträgheit durch den zusätzlichen E-Motor in einem Bereich, welcher Potential für eine Unterstützung ließ. Bei kleinvolumigen Ottomotoren hingegen liegt das Massenträgheitsmoment des Laufzeuges so niedrig, dass bisher der Zuwachs an Trägheit ein Potential zur Dynamikverbesserung verhinderte. Untersucht werden zwei alternative Möglichkeiten der Positionierung des Elektromotors. In theoretischen Ansätzen schon diskutiert [21 - 23], ist eine Anordnung des Elektromotors zwischen der Turbine und dem Verdichter auf der Turboladerwelle. Alternativ bietet sich ein mit dem E-Motor gekoppelter zusätzlicher Verdichter in Reihe zum Primärverdichter während des Beschleunigungsvorganges an. Die Vor- und Nachteile der beiden Möglichkeiten sowie eine Darstellung ihres Potentials ist Bestandteil des Kapitels 5.1. Der zweite Ansatz ist eine bedarfsgerechte Auslegung sowie Optimierung der bereits kurz erläuterten Variante einer Kopplung der ATL-Aufladung in Verbindung mit einer mechanischen Zusatzaufladung. Im Gegensatz zu bisherigen Vorstellungen ist dieses System im ersten Ansatz ausschließlich auf eine Unterstützung im transienten Betrieb ausgelegt. Zur Anwendung kommt ein durch sein geringes Massenträgheitsmoment bekannter Spirallader, welcher nur im Bedarfsfall über eine

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Kupplung zugeschaltet wird. Die Berechnungen sowie Messungen untersuchen das Potential bezüglich Übersetzungsverhältnis, Positionierung in der Ansaugstrecke und Zuschaltverhalten. Beide untersuchte Varianten sind in das Kapitel Einspeisung von Zusatzenergie einzuordnen (gemäß der getroffenen Definition). Die dritte untersuchte Variante befasst sich mit dem Thema der Verteilung der Abgasenthalpie auf mehr als eine Turbine. Die Umsetzung erfolgt über eine geregelte zweistufige Aufladung (Bild 3.1) [24,26]. Der Kerngedanke der zweistufigen Aufladung ist ähnlich der Variablen Turbine oder der Registeraufladung eine Spreizung des Durchsatzverhaltens der Turbine. Gegenüber einer variablen Turbine kann hierbei allerdings auch im unteren Drehzahlbereich das höhere Aufstauverhalten ohne Wirkungsgradeinbußen dargestellt werden. Verglichen mit der Registeraufladung ist das Übergangsverhalten der einzelnen Turbinenstufen erheblich harmonischer zu realisieren. Zum Anderen kann durch die Verteilung der Verdichtung auf zwei Stufen speziell im unteren Drehzahlbereich das Problem des Verdichterpumpens entschärft werden.

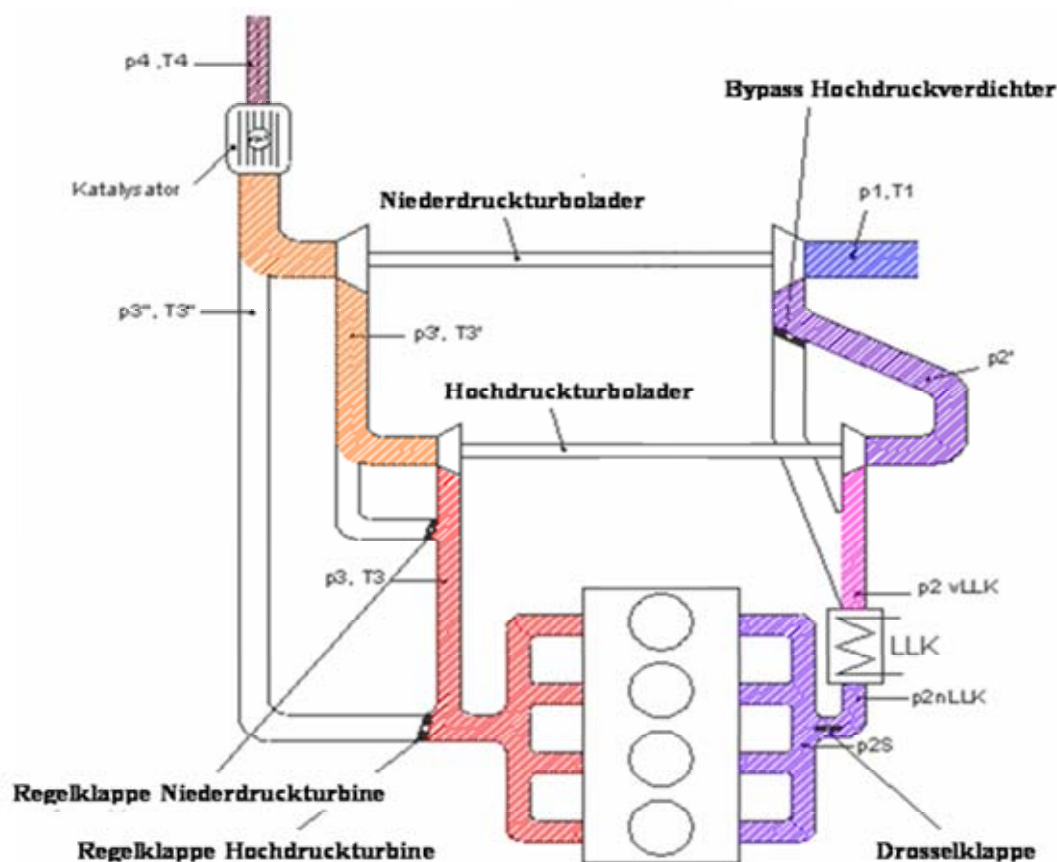


Bild 3.1: Schema der geregelten zweistufigen Aufladung an einem Ottomotor

3.2. Nicht untersuchte Varianten

Neben den in dieser Arbeit untersuchten Varianten gibt es noch einige andere Ansätze zur Beeinflussung des dynamischen Verhaltens. Die speziell bei PKW-Dieselmotoren schon seit etwa 6 Jahren verwendete variable Turbine stellt einen wirksamen Eingriff in das Aufstauverhalten des Turboladers dar. Dabei wird das Problem der Abgasturboaufladung, welches darin besteht dass zu jeder Motordrehzahl eigentlich auch jeweils ein anderes Schluckverhalten der Turbine nötig wäre, durch einen gezielten Eingriff beeinflusst. Die durchaus positiven Ergebnisse aus dem Dieselsektor lassen sich aus unterschiedlichen Gründen nicht einfach auf den Ottomotor adaptieren. Im Folgenden werden Gründe genannt, welche zur eindeutigen Beurteilung gegen den Einsatz einer variablen Turbine an einem Ottomotor sprechen. Wie bereits erwähnt besteht die klassische, und am weitesten verbreitete Art das Schluckvermögen und damit die Leistung der Strömungsmaschine zu beeinflussen, in der Veränderung von Strömungswinkeln mittels Leitschaufeln. Die primären Ziele der VTG sind ein schnellerer Ladedruckaufbau beim Beschleunigen und eine Abgasgegendrucksenkung im Nennleistungsbereich. Der thermodynamische Nachteil einer Abblaseregulung soll damit umgangen werden, was gleichzeitig die Forderung nach einem Schluckvermögen der Turbine auf Nennleistungsauslegung bedingt. Die damit verbundene Vergrößerung des Turbinenraddurchmessers (zur Verdeutlichung der Größenzunahme sei bemerkt, dass Wastegateturbinen im Nennleistungspunkt bis zu 40% des Gesamtmassenstromes an der Turbine vorbeileiten) erhöht das polare Massenträgheitsmoment des Laufzeuges mit der fünften Potenz der Durchmesseränderung (die Breite des Turbinenrades steigt proportional mit dem Durchmesser). Ein weiterer gravierender Nachteil ist der starke Wirkungsgradabfall der Turbine bei geschlossenen Leitschaufeln, bedingt durch einen ungünstigen Anströmungswinkel des Abgasstromes auf das Turbinenrad. Das mit verringertem Schluckvermögen bei gleichem Durchsatz dargestellte höhere Enthalpiegefälle vor der Turbine wird zu einem erheblichen Teil wieder aufgezehrt. Bei einer Regelung der Turbine ausschließlich über die Leitschaufeln ist daher gegenüber einem auf

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

niedrige Drehzahlen ausgelegten Wastegatelader mit einem Nachteil im niedrigen Drehzahlbereich, hinsichtlich der stationären und noch mehr der dynamischen Kennwerte zu rechnen. Eine teilweise Lösung des Problems liegt in der zusätzlichen Verwendung eines Wastegates, wobei dieses im Gegensatz zum reinen Klappenlader (Turbolader mit in das Turbinengehäuse integrierter Wastegateregelklappe) nur im oberen Drehzahlbereich zum Einsatz kommt. Der verringerte maximale Schluckbedarf der reinen Turbinerades ermöglicht einen geringeren Zuwachs der Turbinenradabmessungen, wodurch zum einen das Trägheitsmoment nur moderat ansteigt andererseits im unteren Drehzahlbereich die minimale Schaufelstellung in etwas bessere Wirkungsgradbereiche verschoben werden kann. Dieses System bietet gegenüber einem Klappenlader mittleres Potential im mittleren und oberen Drehzahlbereich sowie geringfügiges Potential im unteren Drehzahlbereich. Für beide Varianten (reine variable Turbine sowie variable Turbine mit Wastegate) gilt jedoch gleichsam, dass eine Verbesserung des stationären und noch ausgeprägter des instationären Verhaltens nur über eine überproportionale Anhebung des Abgasgegendruckes (gemäß Formel 2.1) möglich ist. In [10] werden sehr deutlich die Auswirkungen des Abgasgegendruckes auf den Ladungswechsel und den Hochdruckprozess beim Ottomotor dargestellt. Anders als beim Dieselmotor, wo eine Erhöhung des Abgasgegendruckes primär nur Auswirkungen auf die Ausschubarbeit und die Füllung des Motors hat, beeinflusst dieser beim Ottomotor über seinen Zusammenhang mit dem Restgasgehalt (aufgrund der deutlich geringeren Verdichtung ist dieser Einfluss erheblich höher als beim Dieselmotor) zusätzlich den Hochdruckprozess durch erhöhte Klopfgefahr. Obwohl diese Arbeit prinzipiell nur den technischen Aspekt verschiedener Lösungen als Zielstellung hat, ist eine Anmerkung hinsichtlich der Kosten eines VTG-Laders mit zusätzlichem Wastegate unverzichtbar. Alle untersuchten Varianten sind hinsichtlich Kosten günstiger einzustufen, bei gleichzeitig deutlich höherem Potential hinsichtlich der Verbesserungen im dynamischen Verhalten. Selbst bei optimiertem Zusammenspiel der zwei Regelsysteme bezüglich konstruktiver Auslegung ist die Grundforderung der Dynamikverbesserung (Volllastmoment nach weniger als einer Sekunde bei jeder Motordrehzahl) nicht zu halten. Aufgrund des ohnehin schon unzureichenden Potentials der VTG erübrigt sich die Erwähnung der oft als

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Hauptursache für eine Nichtanwendung beim Ottomotor zitierten Probleme durch die höheren Abgastemperaturen (Otto heute 950°C , geplant 1050°C – Diesel maximal 850°C).

Eine weitere in dieser Arbeit nicht näher untersuchte Möglichkeit Einfluss auf das dynamische Verhalten zu nehmen, ist die Verwendung zweier identischer Turbinen in Form eines Biturbo-Konzeptes. Bei diesem Konzept werden die Zündfolgestränge komplett getrennt und mit einem separaten Turbolader versehen. Durch die Verteilung der Aufladung auf zwei parallel arbeitende Stufen können (und müssen) diese deutlich kleiner ausgeführt werden. Mit der nun erreichten vollständigen Zündfolgetrennung erlangt man die Freiheiten, welche sonst der mechanischen Aufladung oder Systemen mit konstruktiv gegebener Zündfolgetrennung vorbehalten sind. Die Freiheiten beziehen sich auf die Möglichkeiten mit einer Nockenwellenverstellung sowohl Einfluss auf die Ventilüberschneidung als auch auf den Einlassschließt - Zeitpunkt (ES) zu nehmen. Entgegen dem mittleren über das gesamte Arbeitsspiel anliegenden Spülgefälle über dem Zylinder, liegt um den Ladungswechseltotpunkt bei dem im Rahmen dieser Arbeit untersuchten 4 - Zylindermotor unter Verwendung eines klassischen 4 in 1 Krümmers prinzipiell über das gesamte Motorbetriebskennfeld ein negatives Spülgefälle an. Dies verhindert den Einsatz einer Nockenwellenverstellung mit Ventilüberschneidung für die frühe ES-Stellung aufgrund des Rückspülens des Restgases in den Zylinder oder im Extremfall bis in den Ansaugtrakt. Werden die Zündfolgestränge getrennt, ändern sich die Bedingungen um den Ladungswechsel OT grundlegend. Eine Rückwirkung des Vorauslasses benachbarter Zylinder ist völlig ausgeschlossen, wodurch während der jetzt möglichen Ventilüberschneidung im Abgasrohr atmosphärische Bedingungen vorliegen, mit dem Ergebnis eines positiven Spülgefälles. Die mit dem Biturbo-Konzept geschaffenen Möglichkeiten erhöhen zum Einen die Frischgasfüllung im Zylinder bei gleichem Ladedruck, wovon im dynamischen Fall auch der Turbolader profitiert. Zum Anderen wird durch die bessere Restgasausspülung (bedingt durch das positive Spülgefälle) auch die Klopfneigung verringert, wodurch sich wirkungsgradgünstigere Zündwinkel einstellen lassen. Mit dem Einsatz von zwei kleineren Turboladern verringert sich zwangsläufig das den

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Hochlauf des Turboladers maßgeblich beeinflussende Massenträgheitsmoment. Die nahe liegende Schlussfolgerung wäre eine positive Beeinflussung des Transientverhaltens. Eine genauere Untersuchung der Zusammenhänge weist neben den Vorteilen allerdings auch einige das Potential beeinträchtigende Nachteile auf. Bezogen auf die für diese Arbeit herangezogenen Motoren mit 17 bar maximalen effektiven Mitteldruck und rund 75 kW/l ergibt sich für das Biturbokonzept der Einsatz eine Turboladergröße mit einem Turbinenraddurchmesser zwischen 35 mm und maximal 39 mm. Durch die Halbierung des Volumendurchsatzes pro Verdichter, muss dessen Größe zur Vermeidung des Verdichterpumpens ebenfalls deutlich reduziert werden. Als Folge dieser Anpassung sinken tendenziell die Turbinenwirkungsgrade durch die Vergrößerung der prozentualen Spaltverluste und gleichzeitig steigen die Turboladerdrehzahlen mit fallendem Verdichterraddurchmesser bei gleichen Umfangsgeschwindigkeiten (als Kenngröße für das benötigte Verdichterdruckverhältnis). Dies vergrößert nicht nur den Abstand zwischen der Ausgangsdrehzahl und der stationären Enddrehzahl bei einer Lastaufschaltung aus einem Tieflastpunkt, sondern erhöht zudem die ohnehin doppelt auftretende drehzahlabhängige Reibung in der Lagerung der

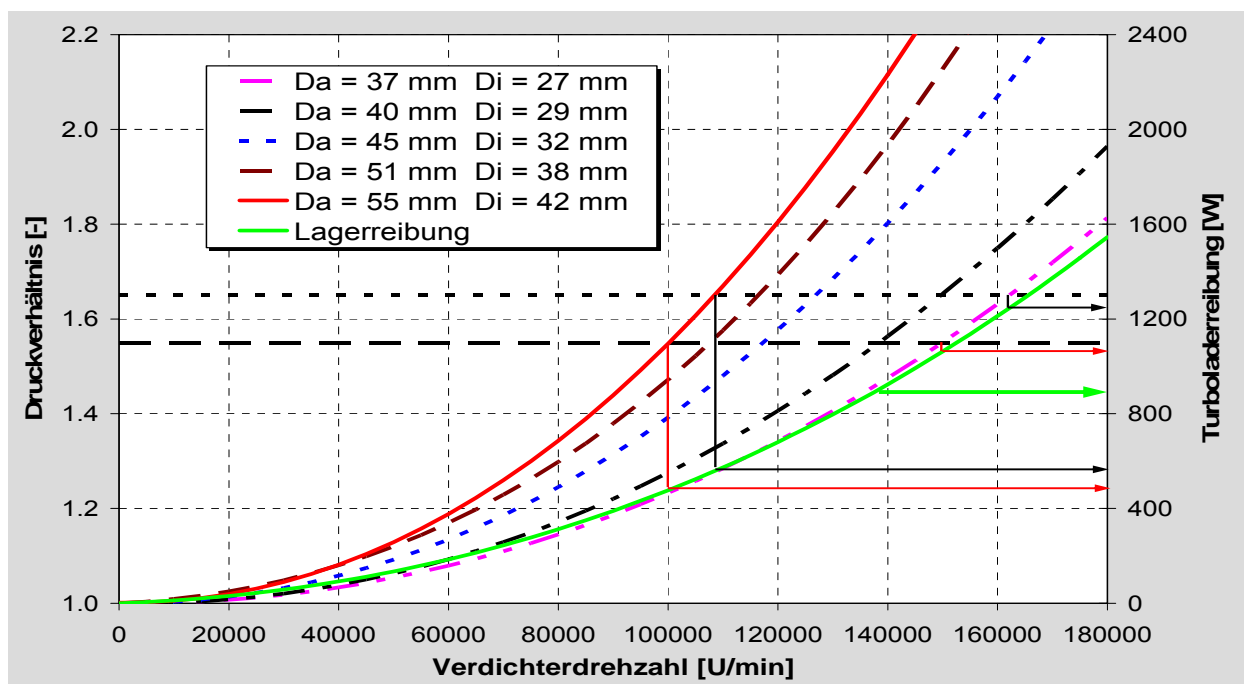


Bild 3.2: Druckverhältnis als Funktion der Verdichterdrehzahl und Verdichtergröße

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Turboladerwelle. Bild 3.2 verdeutlicht die Zusammenhänge zwischen Lagerreibung (Angabe 3K Warner), Verdichtergröße und Wellendrehzahl. Speziell im Motordrehzahlbereich bis 2000 U/min sind diese Verlustleistungen entweder nur schwer oder überhaupt nicht zu kompensieren. Erschwerend wirkt sich die Abhängigkeit der Lagerreibung von der Viskosität des Öles aus. (in erster Annäherung einer Funktion der Temperatur, der Alterung des Öles und seiner Grundviskosität). Bild 3.2 basiert auf Messungen mit einer Öltemperatur von 90 °C, wobei Untersuchungen in [11] eine Steigerung der Lagerreibung um 65 % bei einer Absenkung der Öltemperatur auf 25 °C ergaben. Zusammengefasst ergibt sich mit dem Biturbokonzept im Idealfall nur eine geringfügige Verbesserung des Ladedruckaufbaus. Bezieht man die höhere Füllung bei gleichem Ladedruck gegenüber dem Basismotor ein, ergeben sich auf der anderen Seite ein höheres Spontanmoment und ein sinkender Volllastladedruckbedarf. Die angesprochene Grundforderung für die Dynamikverbesserung ist mit diesem System bei dem jetzigen Stand der Technik allerdings nicht darstellbar. Mit anderen Technologien der Wellenlagerung in Form einer Luftlagerung und der damit verbunden deutlichen Absenkung der Verlustleistung, wäre das dynamische Betriebsverhalten mit dem Biturbokonzept allerdings deutlich zu verbessern. Die Nachteile dieses Konzeptes relativieren sich beim Verlassen des Konzeptes eines Reihenvierzylindermotors. Für einen Sechszylinder V - Motor beispielsweise ergeben sich für einen Monoturboladerbetrieb für die Turbine selbst durch die notwendigen längeren Abgasrohre Nachteile, wodurch das Biturbokonzept schon mit dem heutigen Stand der Technik im Vorteil ist [19,20].

4. Methoden der Untersuchung

4.1. Simulation Rechenmodell

Ziel der Simulation ist es, mögliche Varianten in gewissen Variationen vorab zu berechnen, um Aussagen über die aussichtsreichsten Ansätze treffen zu können. Wie bereits in [12,28-35] beschrieben, wird im Simulationsmodell auf eine kennfeldgestützte Darstellung der Prozesse im Zylinder zurückgegriffen. Für die Kernproblematik dieser Arbeit, welche das Zusammenspiel der peripheren Aggregate (Turbolader oder Zusatzverdichter) mit den Zylindern untersuchen soll, reicht diese vereinfachte Darstellung aus. Vielmehr gilt es, das Kennfeld durch umfangreiche Messungen am realen Motor hinreichend zu validieren. Als Eingangsgrößen für das Kennfeld dienen Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Abgasgegendruck, Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis sowie der Zündzeitpunkt (Bild 4.1). Für die Beschreibung der Dynamik steifer Rotationssysteme wird Gleichung (4.1)

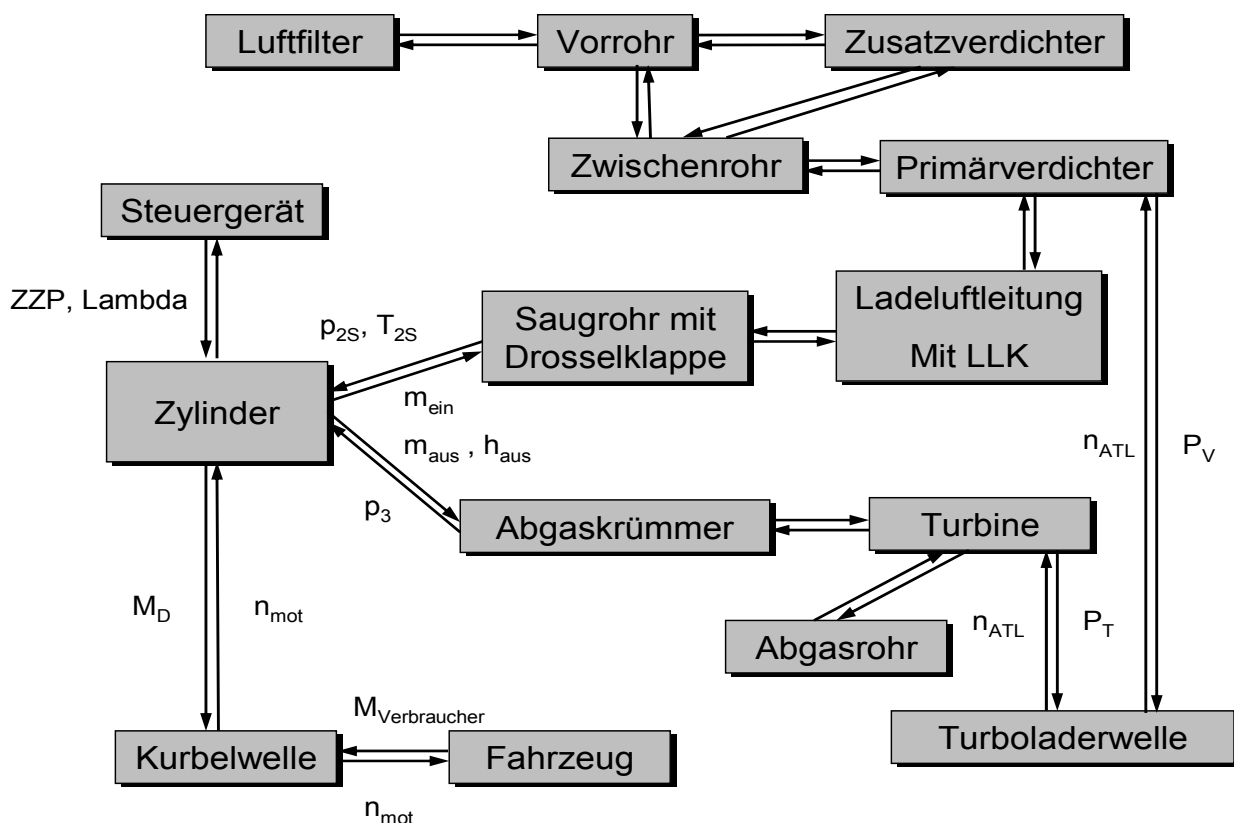


Bild 4.1: Vereinfachtes Schema des SIMULINK-Modells

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum M}{\sum J} \quad (4.1)$$

herangezogen. Zur Verringerung der Rechenzeit basieren die Kennfelder nicht auf mehrdimensionalen Matrizen, vielmehr wurde auf die Darstellung über neuronale Netze zurückgegriffen. Neuronale Netze bieten gegenüber der konventionellen Darstellung eine Reihe von Vorteilen. Der benötigte Speicher- und Rechenbedarf verringert sich bezogen auf dieselbe Informationsdichte um etwa 80 – 90 %. Gleichzeitig entfällt die Notwendigkeit alle Stützstellen für die Eingangsvektoren mit Werten zu hinterlegen, wie es bei einer Kennfelddarstellung nötig ist. Die Struktur des Neuronalen Netzes ist derartig angelegt, dass aus der gegebenen Informationsmenge eine Gesamtabhängigkeit der einzelnen Einflussfaktoren auf den Ausgabewert durch eine Verknüpfung von e - Funktionen wiedergegeben wird. Dies erlaubt in bestimmten Grenzen eine sinnvolle Extrapolation. Nachteilig wirkt sich allerdings der höhere Vorbereitungsaufwand in Form eines umfangreichen Netztrainings aus, wobei das Training nur einmal zur Erstellung des Modells notwendig ist. Grundlage für das Modell bildet das Programmsystem Matlab mit seiner Toolbox Simulink. Mit dem integrierten Compiler zur Übersetzung des Modells in ein C-Programm und einer weiteren Verarbeitung in die Maschinensprache besteht die Möglichkeit eine Rechenzeitverringerung von 95 % gegenüber der 32 Bit – Oberfläche von Matlab zu nutzen. Für eine umfangreiche Variantensimulation war diese Neuerung ein entscheidender Schritt zu einer deutlichen Rechenzeitverkürzung. Die Nutzung der 0-dimensionalen Füll- und Entleermethode verhindert eine Aussage über Wellenvorgänge in den Ansaugleitungen und dessen Auswirkungen auf die Prozessergebnisse. Um die verschiedensten Vorgänge in der Ansaugstrecke plausibel darstellen zu können, wurde diese in zahlreiche Teilsysteme aufgeteilt. Speziell der Auswirkung einer Veränderung der Rohrführung auf der Niederdruckseite vor dem Primärverdichter konnte auf diese Weise ausreichend begegnet werden. Die Darstellung der einzelnen Behälter erfolgte gemäß der allgemeinen Umsetzung durch Kopplung der Differentialgleichungen für die

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Energie (4.2) und der Masse (4.3) in Form der Differentialgleichung für die Temperatur (4.4) sowie der Drosselgleichung (4.5).

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt} = \frac{dH_E}{dt} + \frac{dH_A}{dt} + \frac{dQ_W}{dt} \quad (4.2)$$

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^{n_z} \left(\frac{dm_e}{dt} \right)_i \quad (4.3)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_V} \left(\frac{dm_E}{dt} h_E + \frac{dm_A}{dt} h_A + \frac{dQ_W}{dt} - u \cdot \frac{dm}{dt} \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{dm}{dt} = A \cdot \mu \cdot \psi \cdot p_{vor} \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_3}} \quad (4.5)$$

Mit Hilfe des Durchflussbeiwertes μ und der Drosselfläche A lässt sich der Einfluss einer stark verwinkelten Sauganlage und ihrem Einfluss auf Druckverluste relativ gut darstellen. Eine Vereinfachung wurde bei der Berechnung des Wärmeübergangs vorgenommen. Für die Strecke bis zum Teilmodul Ladeluftkühler wurde auf eine Berechnung des Wandwärmestromes verzichtet, vielmehr wurde der gesamte Wärmestrom dem Ladeluftkühler zugeschrieben. Eine Sonderregelung nimmt das Modul Saugrohr mit dazugehöriger Drosselklappe ein. Innerhalb der Variation der Lage eines Zusatzverdichters ergab sich eine Einbausituation nach Ladeluftkühler unmittelbar vor der Drosselklappe. Um die Auswirkungen der Vorverdichtung auf den realen Temperaturverlauf im Saugrohr wiederzugeben, wurde ein umfangreiches Wandtemperaturmodell eingebaut. Dabei wurde die Bauteilwand vereinfacht als ebene Fläche abgebildet, für die folgende Beziehung für den Wärmeübergang zwischen Gas und Bauteil (Bild 4.2) gilt:

$$\dot{Q}_{a/i} = A_{a/i} \cdot \alpha_{a/i} \cdot (T_{a/i} - T_{W_{a/i}}) \quad (4.6)$$

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Für den Fall des instationären Motorbetriebs muss das Aufheizen des Bauteils mit berücksichtigt werden, so dass man die Wärmebilanz in differentieller Form darstellen kann als

$$c_W * m_W * \frac{dT_m}{dt} = \frac{dQ_i}{dt} - \frac{dQ_a}{dt} = A_i * \alpha_i * (T_i - T_{W_i}) - A_a * \alpha_a * (T_a - T_{W_a}) \quad (4.7)$$

Fasst man nun die Wärmeleitung im Bauteil und den Wärmeübergang auf der Umgebungsluftseite zu einem Wärmedurchgangskoeffizienten k_{Ersatz}

$$k_{\text{Ersatz}} = \frac{1}{\frac{d_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (4.8)$$

zusammen, berechnet sich daraus die Ersatzwärmeleitstrecke d_{Ersatz} entsprechend folgender Beziehung

$$d_{\text{Ersatz}} = \frac{\lambda_W}{k_{\text{Ersatz}}} \quad (4.9)$$

Unter der Annahme gleicher Flächen A_a und A_i ergibt sich aus der Energiebilanz des Bauteils

$$c_W * d_W * \rho_W * \frac{dT_m}{dt} = \alpha_i * (T_i - T_{W_i}) + k_{\text{Ersatz}} * (T_{W_i} - T_a) \quad (4.10)$$

Und als Differentialgleichung für die mittlere Bauteiltemperatur

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{1}{c_W * d_W * \rho_W} * [\alpha_i * (T_i - T_{W_i}) + k_{\text{Ersatz}} * (T_{W_i} - T_a)] \quad (4.11)$$

Bei ausreichend kleiner Rechenschrittweite kann diese Differentialgleichung als Differenzengleichung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

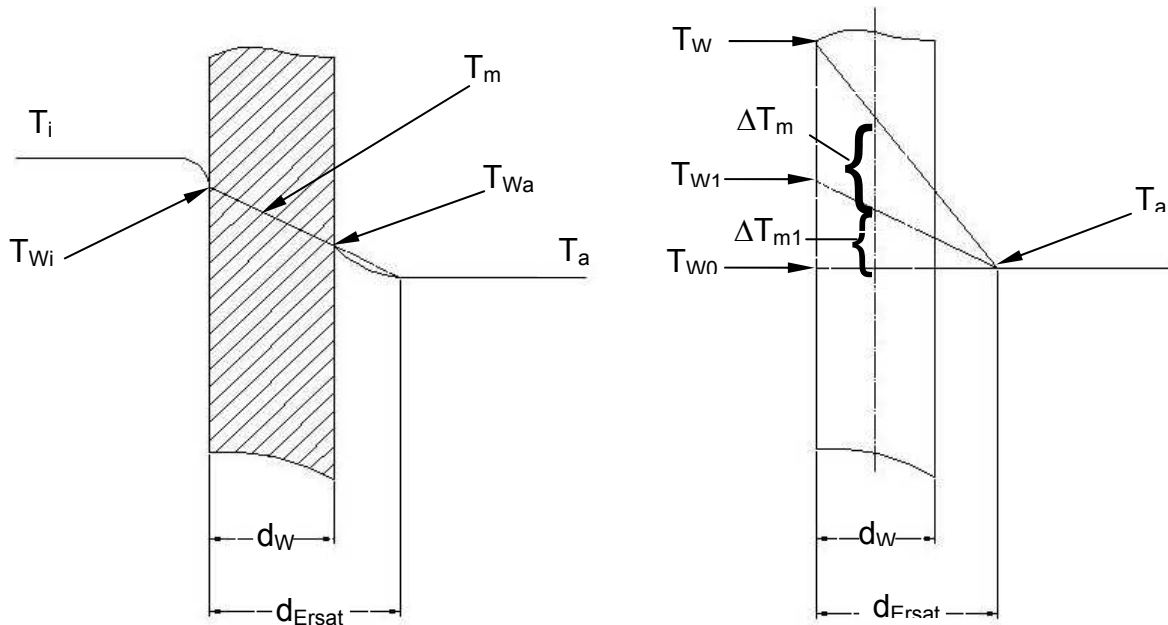


Bild 4.2: Modell zur Berechnung der Wandtemperaturen

$$\Delta T_m = \frac{1}{c_w * d_w * \rho_w} * [\alpha_i * (T_i - T_{w_i}) + k_{Ersatz} * (T_{w_i} - T_a) * \Delta t] \quad (4.12)$$

dargestellt werden.

Mit Hilfe von ungekapselten Thermoelementen war es möglich, dynamische Temperaturverläufe zur Validierung des Wärmeübergangsmodells aufzunehmen. Kernpunkt eines aussagefähigen Simulationsmodells von ATL-Motoren stellt die Darstellung der Kennfelder für die Strömungsmaschinen dar. Es zeigte sich, dass an dieser Stelle ein erheblicher Aufwand betrieben werden muss, um für den dynamischen Betrieb verlässliche Aussagen zu erhalten. Die von Turboladerherstellern verfügbaren Kennfelder decken nur einen kleinen Teil des Kennfeldbereiches sowohl des Verdichters als noch mehr der Turbine ab. Bei einer, für die Simulation üblichen Darstellung der Turbinengrößen über der Laufzahl (Formel 4.13) sammeln sich die verfügbaren Messpunkte alle sehr dicht um einen engen Laufzahlbereich (Bild 4.3). In diesem Bereich liegen allerdings ausschließlich die stationären Motorbetriebspunkte. Wird das Laufzeug aus einem Tieflastpunkt

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

durch eine Lastaufschaltung des Verbrennungsmotors beschleunigt, kommt es zu einer

$$\frac{u}{c_0} = \frac{n_{ATL}}{\sqrt{T_3}} * \frac{d_{mT} * \frac{\pi}{60}}{\sqrt{\frac{2 * \kappa_3 * R}{\kappa_3 - 1} * \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}}\right)}} \quad (4.13)$$

starken Laufzahldrückung in messtechnisch vorher nicht erfasste Bereiche. Erschwerend kam für die Kennfelddarstellung der Umstand hinzu, dass in den verfügbaren Kennfeldern für den Turbinenwirkungsgrad dem isentropen Wirkungsgrad der Wert für die mechanische Verlustleistung in der Wellenlagerung aufaddiert wurde. Dies führt verstärkt bei niedrigen Turboladerdrehzahlen zu Verzerrungen. Mit der Kenntnis der mittleren Verlustleistung der Wellenlagerung über der Drehzahl konnte der mechanische Anteil aus dem Wirkungsgrad herausgerechnet werden. Zur notwendigen Extrapolation einer einzelnen drehzahlabhängigen Wirkungsgradkennlinie in niedrige Laufzahlbereiche hinein, steht aus der logischen Überlegung heraus der Punkt im Ursprung zur Verfügung.

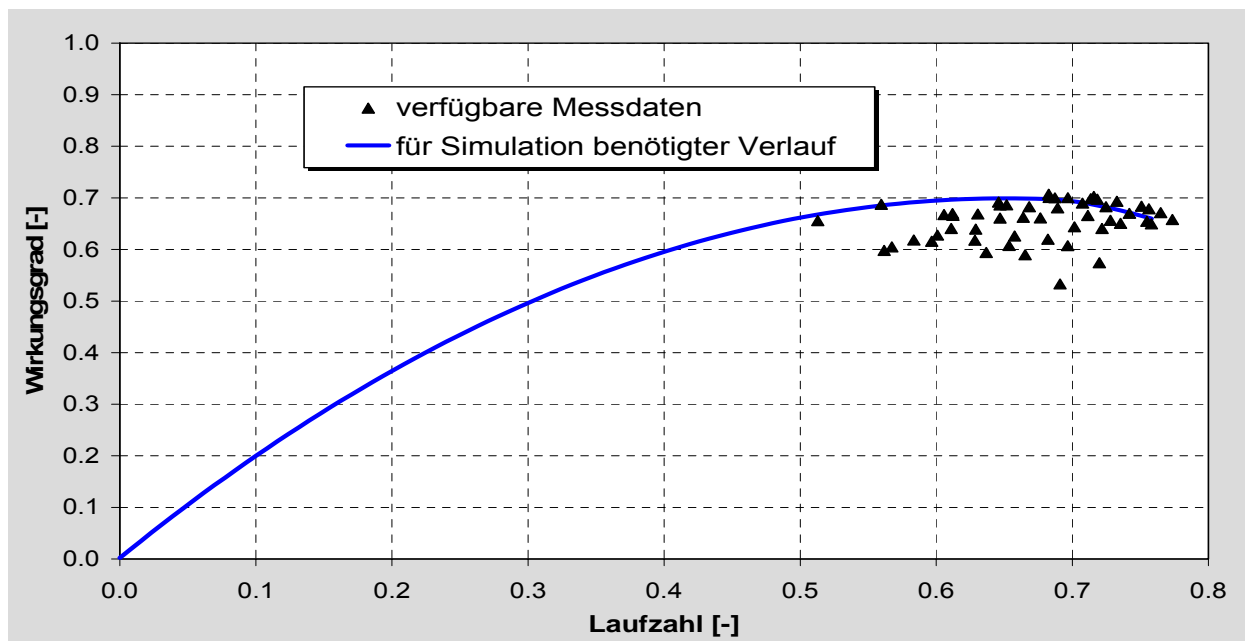


Bild 4.3: Darstellung des Turbinenwirkungsgrades über der Laufzahl

Alle Kennlinien beginnen im Ursprung und verlaufen als Polynom in den Bereich der messtechnisch abgedeckten Werte hinein. Durch umfangreiche Messungen mit Lastaufschaltungen aus verschiedenen Motorbetriebspunkten (sowohl Drehzahl als auch Mitteldruck) konnte, anhand des Turboladerdrehzahlverlaufes und den Enthalpiegefällen über den Strömungsmaschinen das zu einer Drehzahl gehörende Polynom für den Wirkungsgradverlauf hinreichend genau bestimmt werden. Wird wie beschrieben auf ein Modell mit einer Blackbox Darstellung des Zylinders zurückgegriffen, muss der nun vorliegenden Konstantbeaufschlagung der Turbine zur Angleichung der in der Realität vorherrschenden pulsierenden Beaufschlagung durch Einführung von Pulsationsfaktoren Rechnung getragen werden. In [1] werden die Koeffizienten α und β eingeführt, welche zum Einen die Abweichung des Massendurchflusses und zum Anderen die Anpassung des tatsächlichen Enthalpiegefälles zum Ausdruck bringen. Errechnet werden die Faktoren jeweils aus dem Verhältnis des Massendurchsatzes bzw. Enthalpiegefälles bei stationärer und pulsierender Beaufschlagung. Die Werte für pulsierende Beaufschlagung (Formel 4.15 bzw. 4.16) können über eine Druckindizierung vor der Turbine gewonnen werden.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{Puls}}{\dot{m}_{Stationär}} \qquad \beta = \frac{h_{Puls}}{h_{Stationär}} \qquad (4.15 \text{ u. } 4.16)$$

Die Darstellung des Verdichters fällt im Vergleich zu Turbine unproblematischer aus. Zwar liegen auch bei ihr für niedrige Turboladerdrehzahlen keine Werte vor, gleichwohl lassen sich diese durch Ableitung der vorhandenen Daten plausibel extrapolieren. Für die im Rahmen dieser Arbeit erfolgten Untersuchungen ergab sich der Bedarf, das Verdichterkennfeld für Druckverhältnisse ≤ 1 durch geeignete Messungen bzw. mathematische Zusammenhänge zu erweitern. Physikalisch verhält sich ein Verdichter im inversen Betrieb gemäß einer normalen Drosselstelle. Mit zunehmender Verdichterdrehzahl, unter Beibehaltung des inversen Druckverhältnisses, wird dem reinen Drosselstrom der Massenstrom über die Fördercharakteristik der Strömungsmaschine überlagert. Über einfache Messungen erhält man die für die Simulation anzusetzende reale Querschnittsfläche. Durch

geeignete Inter- und Extrapolationsmethoden lassen sich die Drehzahlen über der Nulldrehzahl bis zur ersten vom Hersteller verfügbaren Drehzahlen ermitteln. Ein für die Positionierung eines Zusatzverdichters wichtiger Aspekt betrifft den Wirkungsgradverlauf im unteren 1.Quadranten und noch mehr im 4.Quadranten des Verdichterkennfeldes. Unabhängig von der Position des Zusatzverdichters treten Zustände im transienten Betrieb auf, in dem inverse Druckverhältnisse anliegen. Es galt deshalb zu klären, ob dieses Druckgefälle über dem Verdichter in Form von mechanischer Arbeit an den Turbolader abgegeben wird. Zur Klärung dieser Fragestellung wurden am Prüfstand Durchsaugmessungen des Verdichters durchgeführt, wobei die Sauganlage dem späteren Versuchsaufbau entsprach. Der Turbolader wurde über den Verbrennungsmotor konstant mit Öl und ebenso konstant mit Abgas versorgt. Der Verdichterstrom wurde über eine Drossel in die Umgebung abgeblasen. Über einen Zusatzverdichter wurde ein Massenstrom über dem Verdichter aufgebaut, wobei in verschiedenen Abstufungen eine dynamische Massenstromaufschaltung vorgenommen wurde. Exemplarisch sind in Bild 4.4 die Ergebnisse für das Durchsaugen (Position des Zusatzverdichters nach Verdichter dargestellt). Die absolute Aussage der Ergebnisse ist für beide Positionen qualitativ identisch. Deutlich ersichtlich wird, dass das messbare Enthalpiegefälle über dem Verdichter zu keiner Drehzahlerhöhung des Verdichters führen. Daraus kann geschlossen werden, dass bei den zu erwartenden Druckverhältnissen im vierten Quadranten mit keiner Arbeitsabgabe des Gases an die Turboladerwelle zu rechnen ist, wobei diese Messungen keine Aussagen über den isentropen Wirkungsgrad des Verdichters zulassen. Die Wirkungsgrade im unteren Kennfeldbereich wurden ausgehend von bestehenden Angaben extrapoliert, wobei mögliche Abweichungen von den tatsächlichen Werten für die Leistungsaufnahme des Verdichters aufgrund der geringen Förderhöhe ein untergeordnetes Gewicht besitzen. Als zweite Grundaussage lässt sich zum Anderen aus den Messungen ableiten, dass der Impuls der beschleunigten Luftsäule bei einer Laständerung keine Auswirkung auf die Turboladerdrehzahl hat. Ein Impuls lässt sich am Verdichterrad nur dann in mechanische Arbeit umsetzen, wenn die Luftsäule direkt am Verdichtereintritt an einer entsprechenden Drossel beschleunigt wird. Im vorliegenden Fall verlief die

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

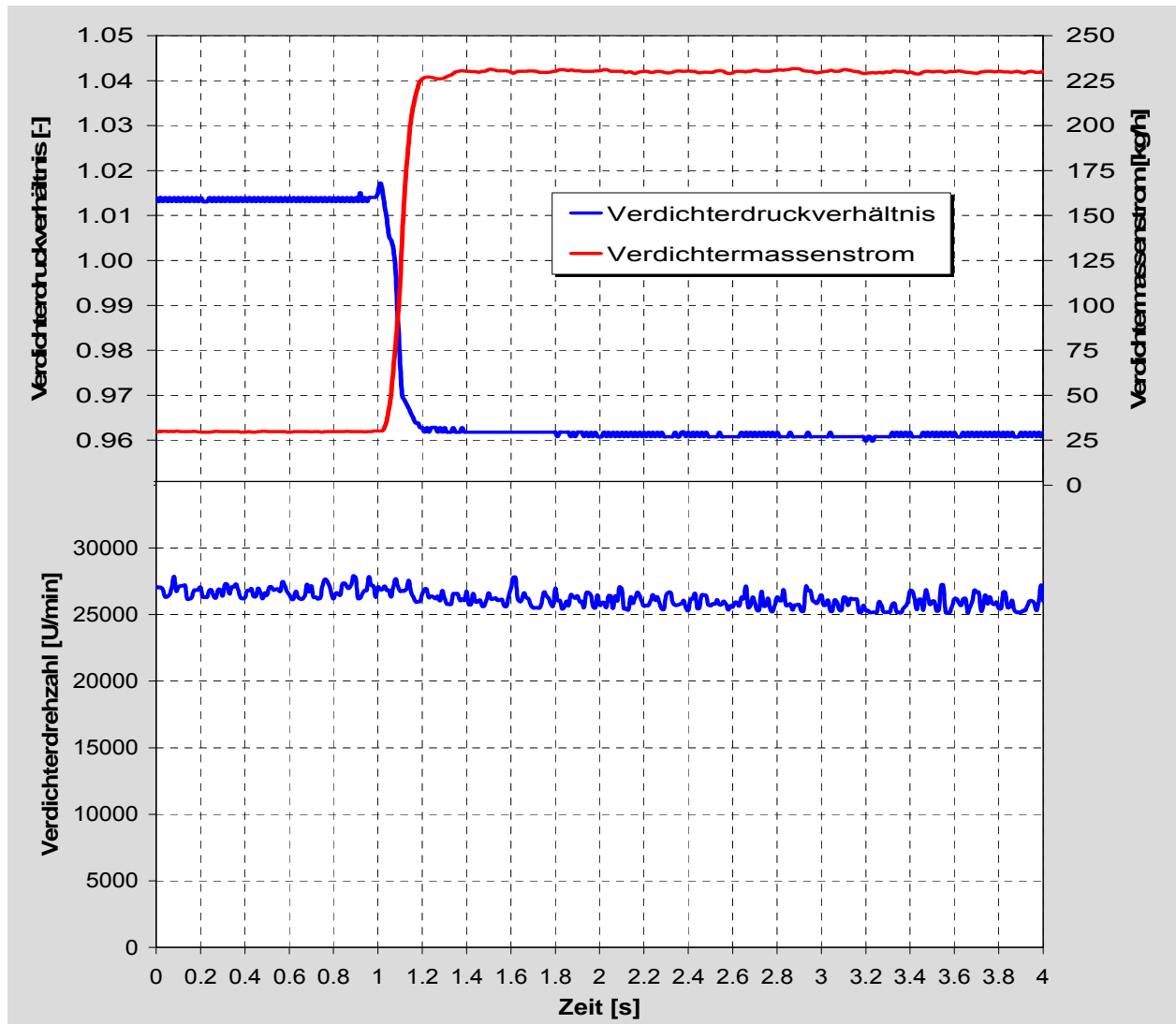


Bild 4.4: Auswirkungen einer Massenstromaufschaltung auf die Verdichterdrehzahl

Ansaugstrecke im unmittelbaren Verdichtereintrittsbereich nahezu ungedrosselt. Die Energie des Impulses wird ausgehend von seinem Entstehungsort auf der folgenden Wegstrecke durch Verwirbelung der Geschwindigkeit auf den Druck in der Leitung einhergehend mit einem Entropiezuwachs komplett abgebaut und steht am Verdichtereintritt nicht mehr zur Verfügung. Als Konsequenz wird im Simulationsmodell für inverse Druckverhältnisse der Verdichter aufgeteilt in die Berechnung der isentropen Verdichtungsendtemperatur sowie in eine separate Bewertung der Leistungsaufnahme.

4.2. Hochdynamischer Motorenprüfstand

Die wichtigste und letztendlich relevante Untersuchungsmethode umfasst die praktischen Untersuchungen am realen Motor. Sie stellen die Basis für die notwendige Validierung des Simulationsmodells dar und dienen abschließend für eine Systembewertung. Grundanliegen der Arbeit ist es, Varianten zu untersuchen mit deren Hilfe das dynamische Verhalten des Motors verbessert werden kann. Daraus ergeben sich für den Motorprüfstand deutlich höhere Anforderungen als an einen normalen Stationärprüfstand. Alle prüfstandsrelevanten Parameter müssen komplett auf einen teilweise hochdynamischen Vorgang ausgelegt sein. Die Messungen im Rahmen dieser Arbeit wurden demzufolge an einem hochdynamischen Motorenprüfstand durchgeführt (Bild 4.5). Die erhöhten Anforderungen an den Prüfstand gliedern sich in zwei wesentliche Gebiete. Gegenüber Messungen im stationären Kennfeld erhöhen sich die benötigten

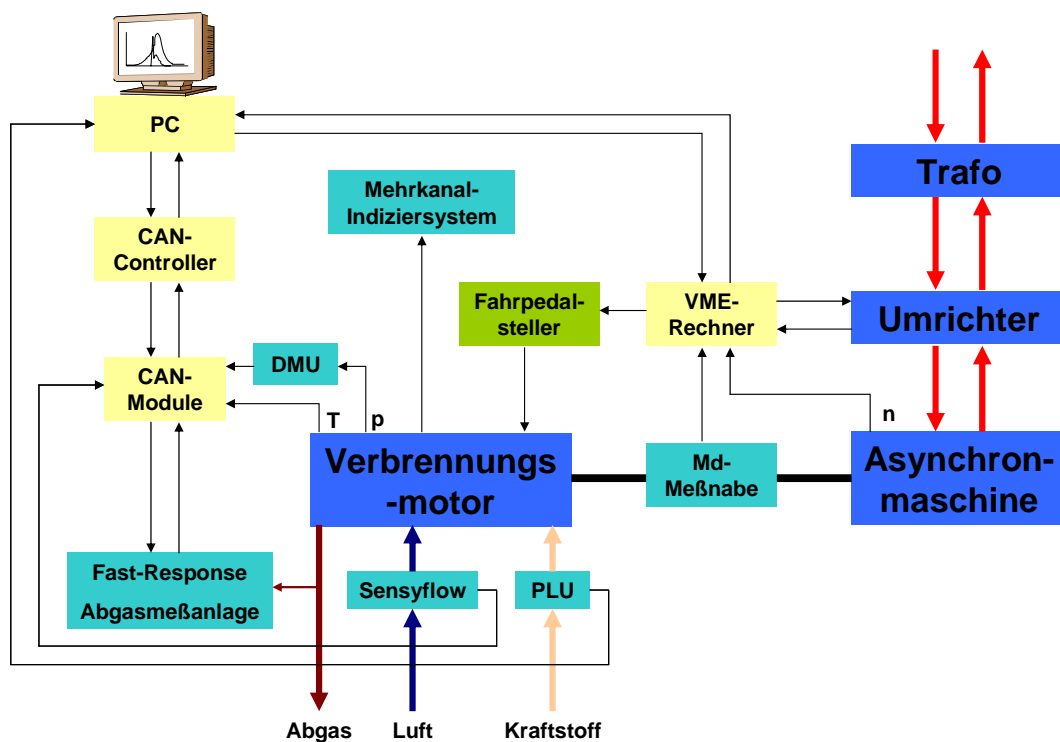


Bild 4.5: Blockschaltbild des Prüfstandes mit allen Komponenten

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Abstraten der Messsensorik als auch die Dynamik aller Regel- und Steuerprozesse. Speziell die Parametrierung der Regler für die Belastungseinrichtung stellt einen Kernpunkt für die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse dar. Um eine hohe Aussagekraft für einen praxisnahen Anwendungsfall aus den Versuchen ableiten zu können, werden die Lastaufschaltungen aus Tieflastpunkten gestartet. Durch den schnellen Momentenanstieg nach Öffnen der Drosselklappe steigt die Winkelgeschwindigkeit des Systems Motor mit gekoppelter Belastungsmaschine. Diesen Anstieg muss die Belastungseinrichtung schnell und schwingungsarm mit einem geeigneten Bremsmoment ausregeln. Speziell bei turboaufgeladenen Motoren besteht die Forderung nach einer hohen Drehzahlkonstanz. Im Bereich von 1500 bis 2000 Motorumdrehungen steigt mit jedem Drehzahlanstieg des Motors das Leistungsangebot an der Turbine und mit dem folgenden Turboladerdrehzahlanstieg erhöht sich das Druckverhältnis des Verdichters gemäß seiner quadratischen Förderkennlinie. Überschreitet die Motordrehzahl nach der Lastaufschaltung einen Toleranzbereich von maximal 25 U/min wird das Ergebnis durch das erhöhte Energieangebot an der Turbine verfälscht. Zur Verhinderung dieses Problems ist eine umfangreiche Abstimmung der Regler notwendig gewesen. In Bild 4.6 sind die Ergebnisse für die ursprüngliche Abstimmung und der optimierten, für die Versuche herangezogenen Konfiguration wiedergegeben. Die Drehzahlerhöhung konnte mit der optimierten Reglerabstimmung in allen Messpunkten unter ein Prozent reduziert werden, womit die Basis für reproduzierbare Messbedingungen gegeben war. Für dynamische Messungen stellt der Punkt „vergleichbare Versuchsrandbedingungen“ ohnehin eine schwierige Forderung dar. Die Auswirkung der Motoröltemperatur sowie der Kühlwassertemperatur auf Motorreibung und Hochdruckprozess sind in zahlreichen Arbeiten hinreichend beschrieben worden, die Konditionierung dieser Größen stellt andererseits kein Problem dar. Schwieriger gestaltet es sich einerseits die Temperaturen in der Abgasanlage im Startpunkt anzugleichen, auf der anderen Seite stellt der Ladeluftkühler immer ein starkes thermisches Verzögerungsglied dar. Eine Regelung für den Ladeluftkühler ist für dynamische Vorgänge durch seine hohe Trägheit aussichtslos. Über einen großen Ansaugluftwärmetauscher konnte für

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

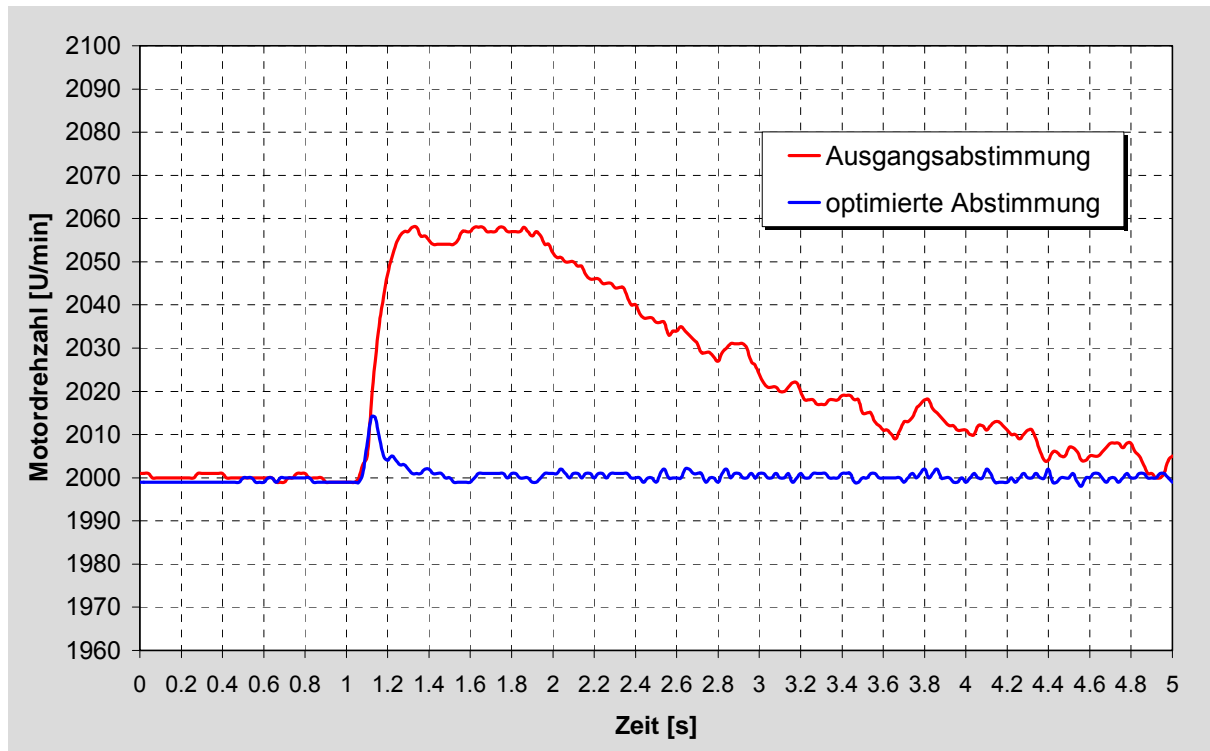


Bild 4.6. Auswirkungen der Reglerabstimmung auf die Drehzahlauslagerung

hochdynamische Vorgänge durch die enorme Kapazität eine annähernd konstante Verdichtereintrittstemperatur dargestellt werden. Es galt den Einfluss leicht abweichender Ausgangsbedingungen der Temperaturen in den nicht konditionierbaren luftführenden Bauteilen auf das Versuchsergebnis zu quantifizieren. Ein Vergleich der Ergebnisse des ersten Versuches und des 20. Durchganges erbrachte Abweichungen, welche im Rahmen der Messgenauigkeit der Sensoren lagen oder den Schwankungen der Motorelektronik zugeordnet werden können. Der Ablauf einzelner vom Prüfstand ausgehender Steuerprozesse wurde über Prüfprogramme realisiert, wodurch eine auch für den Messungs-Rechnungsvergleich erforderliche Konstanz im Versuchsablauf sichergestellt wurde. Neben der hohen Reglerdynamik für Lastaufschaltungen bei konstanten Drehzahlen verfügt ein Hochdynamischer Prüfstand als Hauptunterschied zu Stationärprüfständen über die Option, das komplette Fahrzeug simulieren zu können. Die schnelle Drehmoment-Stellmöglichkeit der Belastungsmaschine gekoppelt mit einem in Echtzeit laufenden Fahrzeugmodell – hier ein 3 Massen System- und einem

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

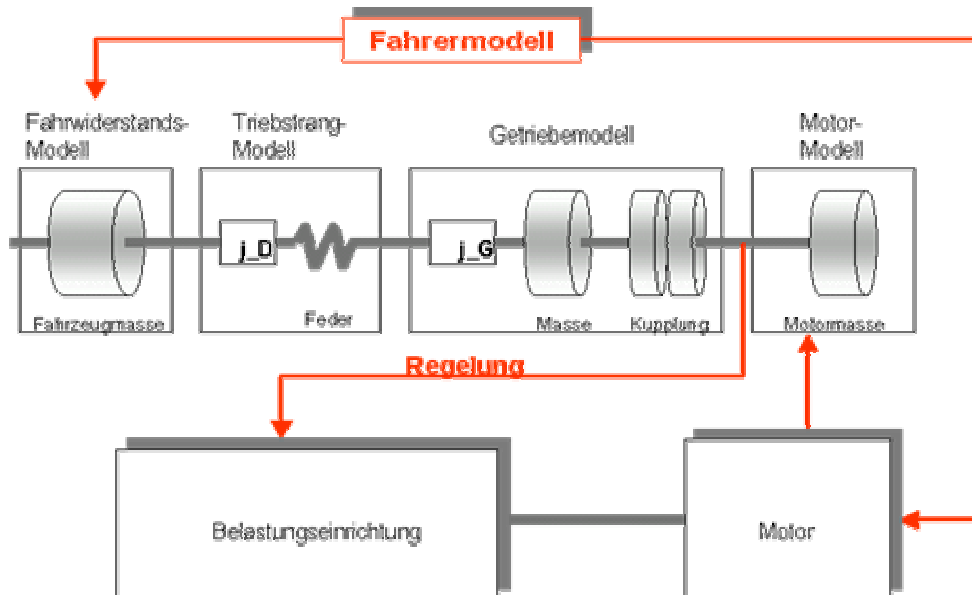


Bild 4.7: Schema des Mehrmassenmodells des Hochdynamischen Prüfstandes

Fahrermodell (Bild 4.7) ermöglichen die Simulation des Fahrbetriebs auf der Strasse auf dem Motorenprüfstand als Hardware in the loop - Simulation. Das Blockschaltbild (Bild 4.5) zeigt weitere Komponenten wie Stromrichterschrank und Regelungseinheit, schnelle Drehmoment- und Drehzahlmessung, Bedieneinheit, Fahrpedalsteller sowie Echtzeitrechner. Mit Hilfe dieser Sonderfunktion des Prüfstandes lassen sich die praxisrelevantesten Motorbeschleunigungen untersuchen, im Einzelnen das Elastizitätsverhalten in den oberen Gängen sowie eine Fahrzeugbeschleunigung aus 1000 U/min in den ersten Gängen. Gegenüber den Lastaufschaltungen bei konstanter Drehzahl ergeben sich für die gleiche Startdrehzahl durch die steigende Motordrehzahl im Beschleunigungsfall günstigere Bedingungen für den Ladedruckaufbau. Analog zu den Konstantdrehzahlversuchen besteht bei den Fahrzeugsimulationen die Forderung nach einer hohen Drehzahlstabilität, wobei die Anforderungen an den Echtzeitrechner speziell bei Beschleunigungen in den unteren Gängen deutlich höher ausfallen.

4.3. Versuchsträger und Fahrzeugmodell

Für die Untersuchungen wurden zwei Grundmotoren herangezogen. Beide Motoren sind 4 Zylindermotoren mit Abgasturbolader und Ladeluftkühlung. Für die ersten Simulationsrechnungen wurde das im weiteren Verlauf der Arbeit Versuchsträgemotor 1 genannte Aggregat herangezogen. Mit diesem Versuchsträgemotor 1 wurden alle Berechnungen zu den Systemvergleichen im Abschnitt 5.1.1 bis 5.1.3. sowie die Prüfstandsmessungen mit der zweistufig geregelten Aufladung absolviert. Für alle weiteren Untersuchungen, rechnerisch als auch am Prüfstand, stand als Versuchsträgemotor 2 ein weiterer 4 Zylindermotor mit vergrößertem Hubraum zur Verfügung. Beide Motoren waren in ihrer Motormechanik weitestgehend identisch. Unterschiede ergaben sich im Abgastrakt in der Zusammenfassung der einzelnen Zylinder bis zum Eintritt in das Turbinengehäuse. Für den Versuchsträgemotor 1 kam ein 4 in 1 Krümmer zum Einsatz, während bei Versuchsträgemotor 2 die Rohrführung entsprechend der Zündfolge bis zum Eintritt in die Turbine getrennt wurde. Da beide Motoren auf die gleichen spezifischen Werte ausgelegt waren, kam bei Versuchsträgemotor 2 ein größerer Turbolader zum Einsatz. Für das Fahrzeug wurden für beide Versuchsträger die identischen Datensätze herangezogen.

5. Ergebnisse der untersuchten neuen Varianten

5.1. Elektrische Unterstützung

5.1.1. Gegenüberstellung eBooster – euATL

Das bekanntermaßen wirksamste Mittel positiven Einfluss auf das dynamische Verhalten von turboaufgeladenen Motoren zu nehmen ist, im benötigten Zeitpunkt Hilfsenergie einzuspeisen. Im Kapitel 2 wurden einige Möglichkeiten kurz erläutert, gleichwohl kommen die meisten aus unterschiedlichsten Gründen für PKW – Motoren nicht zum Einsatz. Ein für Ottomotoren bisher praktisch noch nicht untersuchte Variante stellt die Bereitstellung der Hilfsleistung in Form von elektrischer Energie dar. Die Anforderungen im PKW – Sektor unterscheiden sich zum Großdieselmotor grundlegend. Im Gegensatz zu den Anwendungsbeispielen bei den Großmotoren, bei denen diese Elektromotoren gekoppelt mit Verdichtern geringen Bedarf an dynamischen Einsätzen decken müssen, wird bei PKW-Motoren der Einsatz vorrangig im dynamischen Bereich bestehen. Daraus ergeben sich für den Elektromotor neue technische Bedürfnisse. Die in älteren Literaturansätzen primär diskutierte Ausführung sieht eine Kopplung des Turboladerlaufzeuges direkt mit einem Elektromotor vor. Der Grundgedanke dieser Ansätze besteht darin, den für das verzögerte Ansprechen verantwortlichen Hochlauf des Laufzeuges weitestgehend von der thermodynamischen Abhängigkeit zu entkoppeln und die Drehzahlerhöhung vorrangig über den Elektromotor bereit zustellen. Auf diese Weise wäre die Turboladerdrehzahl weitestgehend entkoppelt von der Kurbelwellendrehzahl und damit nicht mehr ausschließlich an das Enthalpieangebot des Abgases gebunden. So überzeugend die Theorie ist, so unbefriedigend waren die wenigen ausgeführten Prototypen. Alle Versuche einen elektrisch unterstützten ATL mit direkt gekoppeltem Elektromotor oder über ein Zwischengetriebe darzustellen, scheiterten immer daran, dass die zwangsläufig mit der E-Maschine zusätzlich eingebrachte Massenträgheit die Gesamtträgheit des Systems ATL-E-Maschine derart erhöhte, dass eine Verbesserung des Beschleunigungsverhaltens des Gesamtaggregates nicht erreicht werden konnte. Teilweise wurden die Hochlaufzeiten der Turbine sogar schlechter als ohne Hilfsantrieb. Um die bereits angesprochenen geänderten

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Anforderungen an einen elektrisch unterstützten Abgasturbolader zu verdeutlichen, sei der Zusammenhang zwischen Drehmomentangebot und möglichem Drehzahlgradient über den Drallsatz (Formel 4.1) nach Formel (5.1 - 5.2) dargelegt.

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{euATL} \geq \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{ATL} \quad (5.1)$$

$$\left(\frac{M_{E-Motor} + M_{Turbine} - M_{Verdichter}}{J_{euATL}} \right)_{euATL} \geq \left(\frac{M_{Turbine} - M_{Verdichter}}{J_{ATL}} \right)_{ATL} \quad (5.2)$$

Umgestellt nach dem Drehmoment des Elektromotors ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$M_{E-Motor} \geq \left(\frac{J_{euATL}}{J_{ATL}} - 1 \right) * (M_{Turbine} - M_{Verdichter}) \quad (5.3)$$

Aus der Formel lässt sich bei bekannten polarem Trägheitsmoment des Elektromotors einfach das erforderliche Moment bestimmen, welches den gleichen Drehzahlgradienten ermöglicht wie der normale Turbolader. Um das Ziel eines deutlich beschleunigten Hochlaufes umsetzen zu können, muss das Ergebnis auf der linken Seite der Formel nach Einsetzen aller Größen allerdings deutlich größer als Null sein. Erste Berechnungen die im Rahmen einer früheren Arbeit [6] vorgenommen wurden, wiesen ein erhebliches Potential auf. Hierbei wurde ein Elektromotor der Massenträgheit von $3.5e-5 \text{ kgm}^2$ mit einem Turbolader der gleichen Massenträgheit an einem Nutzfahrzeugdieselmotor gekoppelt. Nach Formel 5.3 ergab sich ein Mindestmomentbedarf in Höhe des freien Moments an der Turboladerwelle ($M_{Turbine} - M_{Verdichter} - M_{Reibung}$) des Normalbetriebes. In den meisten Beschleunigungsfällen ergab sich ein um teilweise fünfmal größeres Zusatzmoment durch die elektrische Unterstützung gegenüber dem Ausgangsfall. Für den Übergang zu kleinvolumigeren Ottomotoren ergaben sich jedoch völlig geänderte Randbedingungen. Aus dem Datenblatt für den eingesetzten Versuchsträger lässt

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

sich entnehmen, dass der hier zum Einsatz kommende Turbolader nur noch über ein polares Massenträgheitsmoment von $1.2e-5 \text{ kgm}^2$ verfügt. Bezogen auf den Ausgangsmotor wäre das Drehmomentangebot verbunden mit der Gesamtträgheit des Systems nur noch zu relativ geringerer Steigerung des Drehzahlgradienten in der Lage gewesen. Für die ersten Rechnungen dieses Projektes kam daher schlussfolgernd ein im Massenträgheitsmoment reduzierter Elektromotor zum Einsatz. Gleichzeitig verringerte sich systembedingt das verfügbare Moment des Motors. Der Drallsatz besagt jedoch, dass nicht die Höhe des Moments entscheidend ist sondern ausschließlich das Verhältnis von Moment und Trägheit. In dieser Beziehung ergab sich für den angepassten Motor ein höheres Potential. In Bild 5.1 ist der Turbolader mit integriertem Elektromotor für diesen Entwicklungsstand abgebildet.

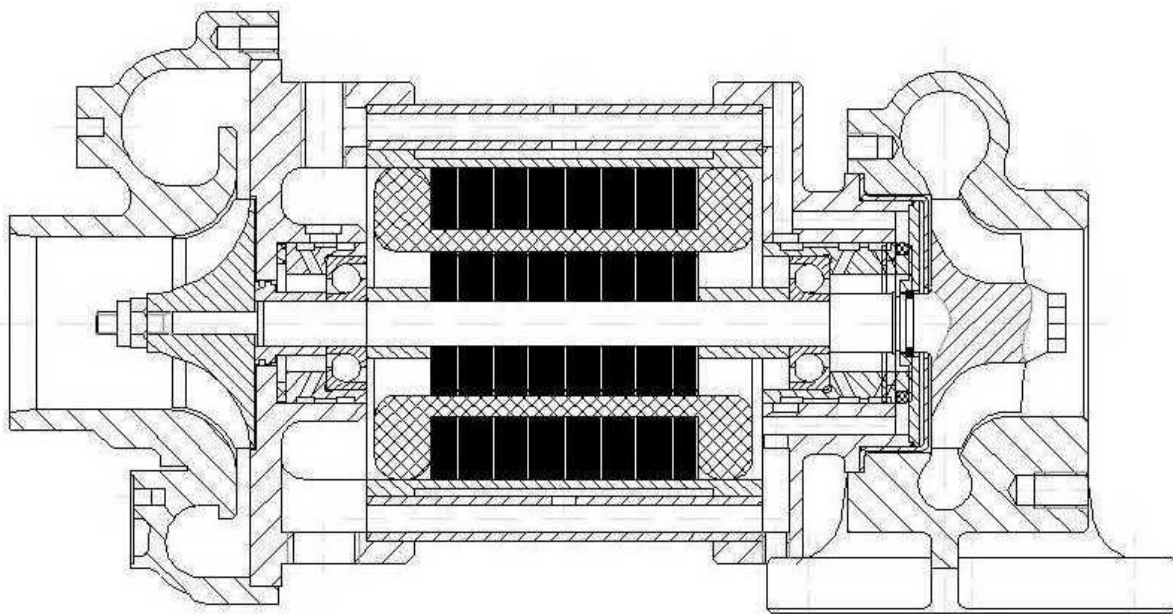


Bild 5.1: Turbolader mit elektrischer Unterstützung (euATL)

Bei der Verwendung eines euATL an einem kleinvolumigen Ottomotor ergibt sich, gegenüber der Anwendung in dem beschriebenen Motor für ein Nutzfahrzeug, ein weiterer Problempunkt. Je nach Motorgröße kommen Turbolader zum Einsatz, dessen Arbeitsbereich bis hin zu Drehzahlen von 200000 U/min reicht. Neben Problemen für die auf Wälzkörper umgestellte Lagerung des Laufzeuges ergibt sich

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

zunehmend ein Problem für die Biegesteifigkeit des Elektromotorrotors. Diesen offenen Punkten Rechnung tragend, wurde von Beginn der Untersuchung an ein weiteres Konzept für den Einsatz eines Elektromotors dem des euATL gegenüber gestellt. Dieses Konzept sieht ein mit dem E-Motor gekoppeltes Verdichterrad in Reihe mit dem Primärverdichter im Falle einer Beschleunigung vor. Der Vorteil dieser Ausführung besteht einerseits in der Reduzierung des Massenträgheitsmoments, so muss jetzt nur noch der Elektromotor mit dem verhältnismäßig leichtem Verdichterrad beschleunigt werden. Durch die Anordnung in Reihe ergibt sich zudem eine zweistufige Aufladung, wodurch das benötigte Druckverhältnis pro Verdichtungsstufe geringer ausfällt. Es war zu erwarten, dass der Drehzahlbereich des hier eBooster genannten Systems gegenüber dem euATL geringer ausfällt. Auf der negativen Seite muss beim eBooster der Umstand genannt werden, dass das System immer aus dem Stillstand zu beschleunigen zu müssen. Um die Systeme besser bewerten zu können, wurden Simulationsrechnungen mit dem neuen Elektromotor durchgeführt. In Bild 5.3 (Bild 5.2 euATL) ist die Lage des elektrisch angetriebenen Vorverdichter (eBooster), im Ansaugtrakt vor dem Primärverdichter in Reihe geschaltet, zu erkennen. Bei dem angesprochenen Elektromotor handelt es sich um einen Asynchronläufer mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 8 kW. Die Daten für

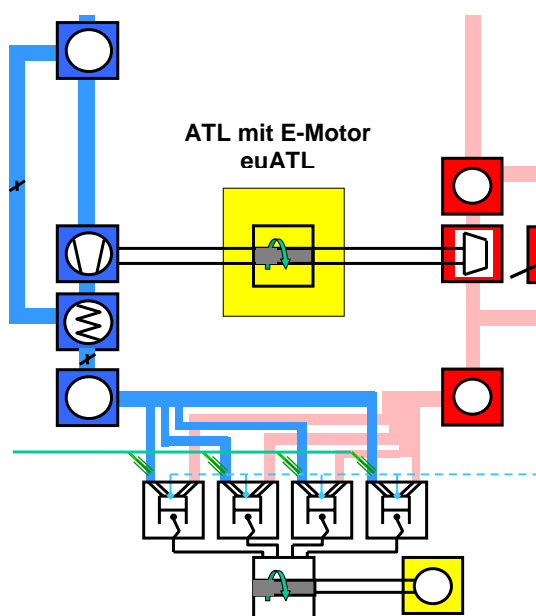


Bild 5.2: ATL-Ottomotor mit euATL

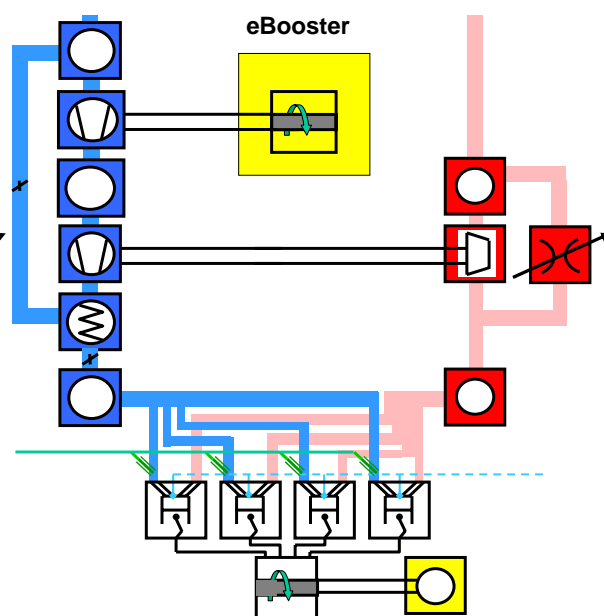


Bild 5.3: ATL-Ottomotor mit eBooster

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

den Momentenverlauf und Wirkungsgrad über der Drehzahl sowie dem Trägheitsmoment lieferte der Hersteller des Motors, die GfAS aus Wasserburg (B). Im Falle des eBoosters kam ein Verdichter der Größe K04 2055 der Firma 3K – Warner zum Einsatz. Die Leitungsführung für den Booster sah im ersten Abschnitt einen Parallelstrang mit Klappe für den Hauptstrang vor. Durch die zusätzliche rotierende Masse des Elektromotors erhöhte sich die polare Trägheit des Turboladerlaufzeuges um 235% (von $1.2e-5 \text{ kgm}^2$ auf $4e-5 \text{ kgm}^2$). Das Trägheitsmoment des eBoosters liegt hierbei um etwa 30% unter dem des euATL. Ausgehend von einer konstanten Last bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 60 km/h wurde nach 1s ein Lastsprung auf Volllast gegeben. Die Elektromotoren wurden in beiden Fällen bis zum Erreichen eines Sollwertes für den Saugrohrdruck bestromt und dann abgeschaltet. Beim Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufes (Bild 5.4) zeigt sich, dass beide Arten der Unterstützung die Endgeschwindigkeit von 100 km/h um etwa 0.8 s früher Erreichen als die Basisversion ohne Fremdmaßnahmen. Beide Lösungen erreichen bereits nach rund 0.6 s den stationären Mitteldruck bzw. Saugrohrdruck (Bild 5.4). Gegenüber der Basis bedeutet dies ein Gewinn von annähernd 3 s. Trotz des Anfangsnachteils einer deutlich geringeren Ausgangsdrehzahl erreicht Motor mit eBooster das Abschaltkriterium um 0.1 s früher. Augenscheinlich ist zudem das geringere Drehzahlniveau des eBoosters (Bild 5.4). Während der euATL bis zu einer Drehzahl (Bild 5.4) von 130000 U/min angetrieben werden muss, wird der eBooster bereits bei einer Drehzahl von 95000 U/min abgeschaltet. Positiv macht sich zudem beim eBooster bemerkbar, dass auch nach der Abschaltung des E-Motors im Auslaufen eine Zusatzluftmenge zur Verfügung gestellt wird, wodurch man in der Lage ist, das Abschaltkriterium auf eine noch früheren Zeitpunkt zu legen. Beim euATL ist es zwangsläufig notwendig, die Zusatzenergie bis zum Abschaltkriterium einzuspeisen. Bedingt durch den Umstand der höhere Enddrehzahl und des zusätzlich höheren Trägheitsmoments ergibt sich die längere Beschleunigungsphase für den euATL. Für den spürbaren Drehmomentaufbau hat dieser Umstand allerdings keine große Bedeutung. Betrachtet man die Energiebilanz (Bild 5.5), so fällt die längere Bestromungsdauer des euATL deutlich ins Gewicht. Insgesamt ergibt sich ein um

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

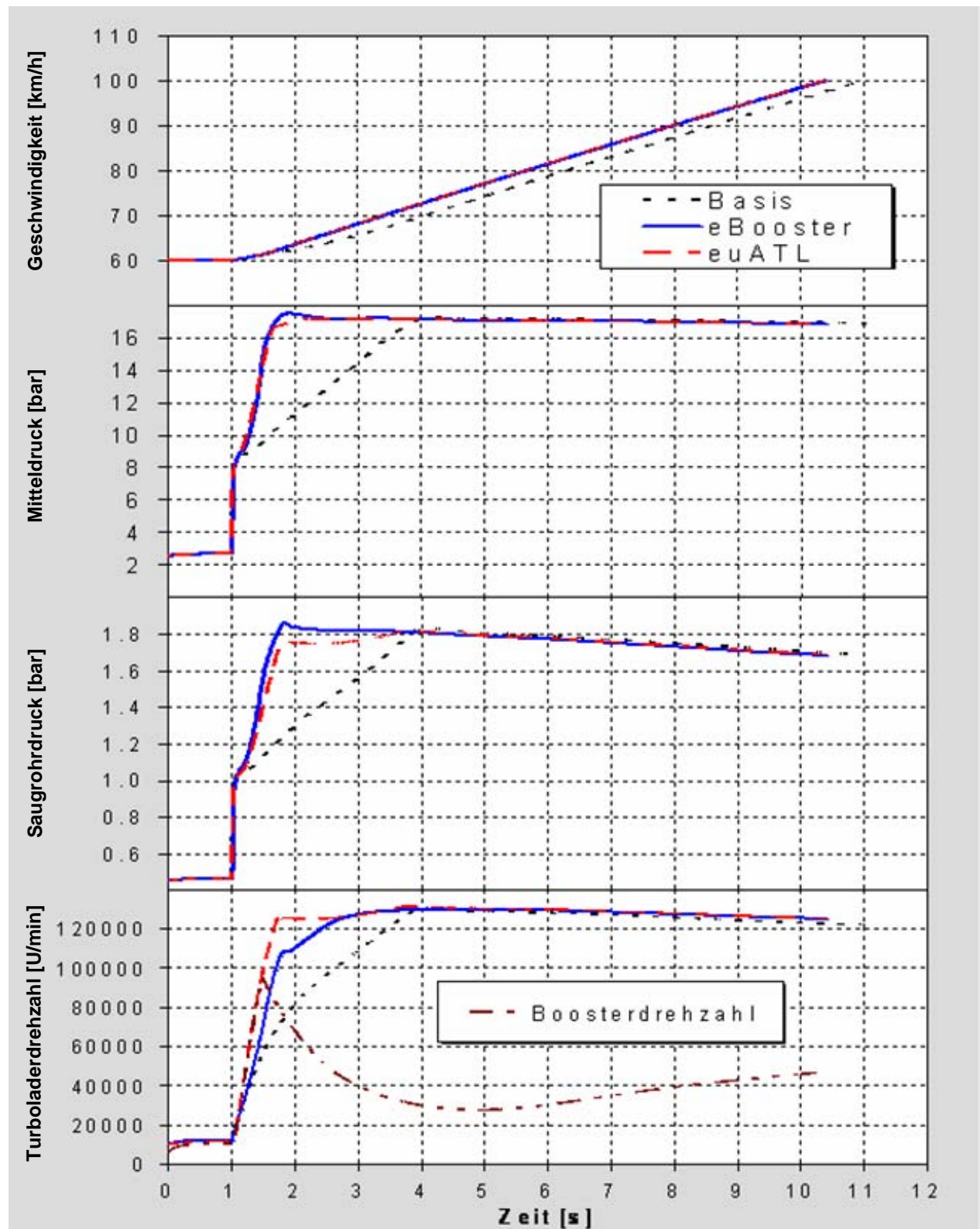


Bild 5.4: Vergleich eBooster – euATL für Beschleunigung im 5. Gang 60 – 100 km/h

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

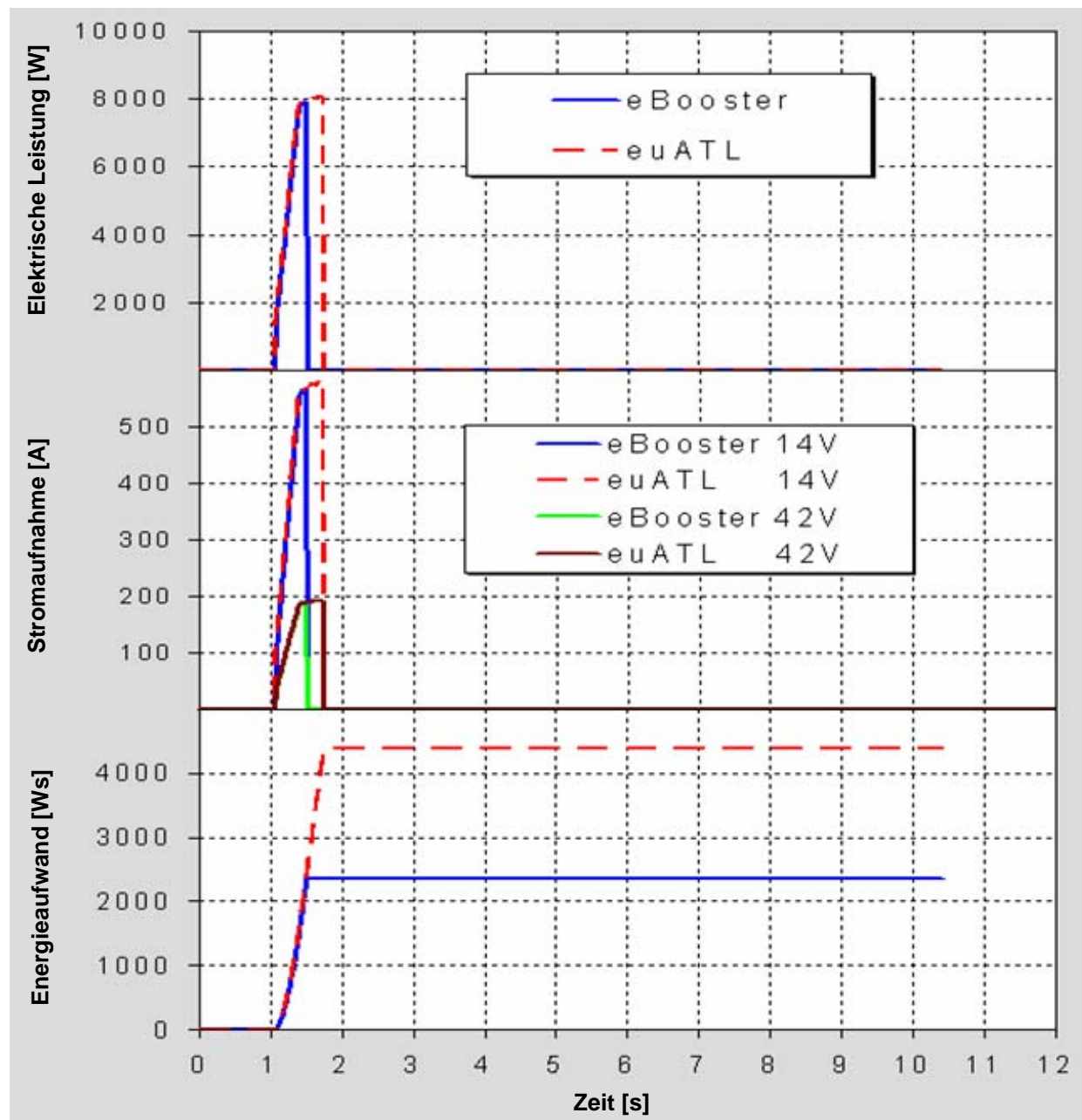


Bild 5.5: Vergleich eBooster – euATL für Beschleunigung im 5. Gang 60 – 100 km/h

85% höherer Energieverbrauch. Generell liegt das Niveau des eingespeisten Stromes bei Beibehaltung eines 12V-Bordnetzes auf extrem hohem Niveau (bis 550A, Bild 5.5). Der integrale Wert der Leistungsaufnahme (Bild 5.5) wiederum beträgt nur 2350 bzw. 4400 Ws, dies entspricht ungefähr dem Energieaufwand für das Abblendlicht einer Dauer von 23.5 s bzw. 44 s. Zusammenfassend kann für beide Fälle gesagt werden, dass mit der elektrischen Unterstützung das Defizit

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

zwischen stationären und dynamischen Mitteldruck stark reduziert wird. Im untersuchten Drehzahlbereich steht bereits nach einer Zeit von weniger als 1 s der stationäre Mitteldruck zur Verfügung.

Die Ergebnisse dieser Simulationsrechnung weisen für beide Systeme eindeutig Potential zu Verbesserung des Transientverhaltens auf. Die dafür notwendigen Randbedingungen sind für einen Einsatz im PKW mit einem 14V – Bordnetz allerdings nicht tragbar. Die Spitzenbelastungen von 8 kW sind trotz des verhältnismäßig moderaten Energieverbrauches als zu hoch einzustufen. Unter dem Aspekt, dass eine Beibehaltung des 14V – Bordnetzes das Konzept nicht sofort komplett in Frage stellt, ist eine Anpassung der maximalen aufgenommenen Leistung notwendig. Mit der genannten Randbedingung bezüglich der Leistungsbegrenzung stellte sich als erstes die Frage, ob mit der deutlichen Reduzierung der elektrischen Unterstützung (Abgegebene Leistung von 6.7 kW auf max. 2.25 kW) die elektrische Unterstützung noch einen Sinn macht. Die ersten Rechnungen mit einem nur in der Leistung begrenzten Ausgangselektromotor brachten deutliche Einbußen hinsichtlich der Dynamikverbesserungen hervor. Zwangsläufig war es notwendig, den Elektromotor an das neue Leistungsspektrum anzupassen. Die Anpassung erfolgte, wie schon bei der Grundauslegung durch die GfAS. Durch eine Anpassung der Rotorabmessungen an das neue Lastenheft konnte das polare Trägheitsmoment um 50% reduziert werden. Als Ergebnis der Neuanpassung weist der kleinere E-Motor im Bereich bis 50000 U/min sogar höhere Gradienten auf als der Motor für die ersten Rechnungen.

Für die zwei möglichen Einbauorte des Motors ergeben sich ebenfalls neue Randbedingungen. Während beim Originalmotor das Verhältnis der Gesamtträgheitsmomente 3:4 zu Ungunsten des euATL betrug, liegt das Verhältnis bei dem kleineren Motor schon bei 2:3. Des Weiteren wurde der eBooster im Gegensatz zu den ersten Rechnungen in Reihe mit dem Abgasturboladerverdichter geschaltet. Durch die veränderten Randbedingungen liegen die Ausgangsdrehzahlen des eBoosters und des Turboladers wesentlich näher beieinander. Die Simulation wurde mit drei verschiedenen Leistungsstufen (1.8 kW, 2.5 kW und 8 kW bordnetzseitig) durchgeführt.

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

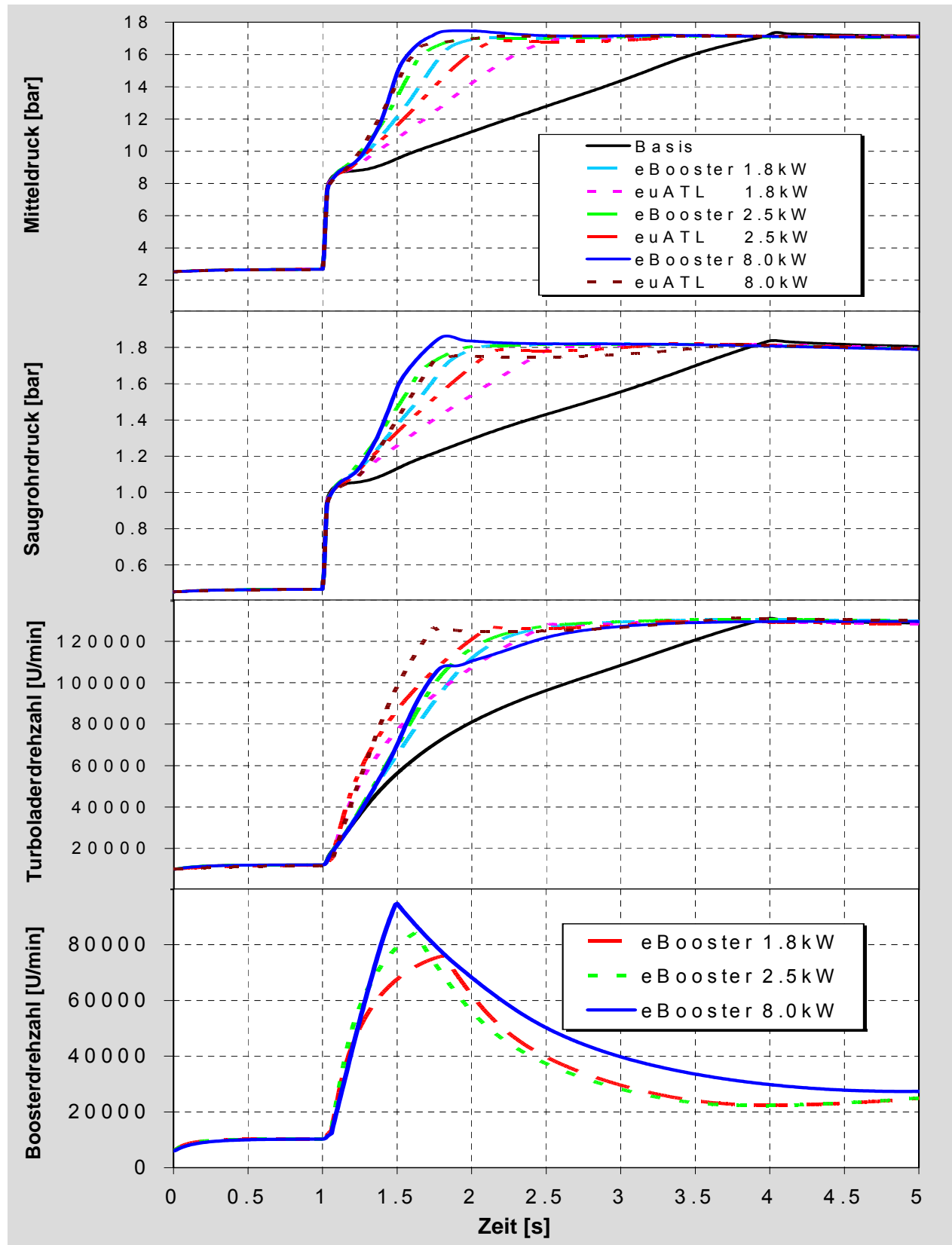


Bild 5.6: Vergleich eBooster – euATL mit Variation der elektrischen Leistung

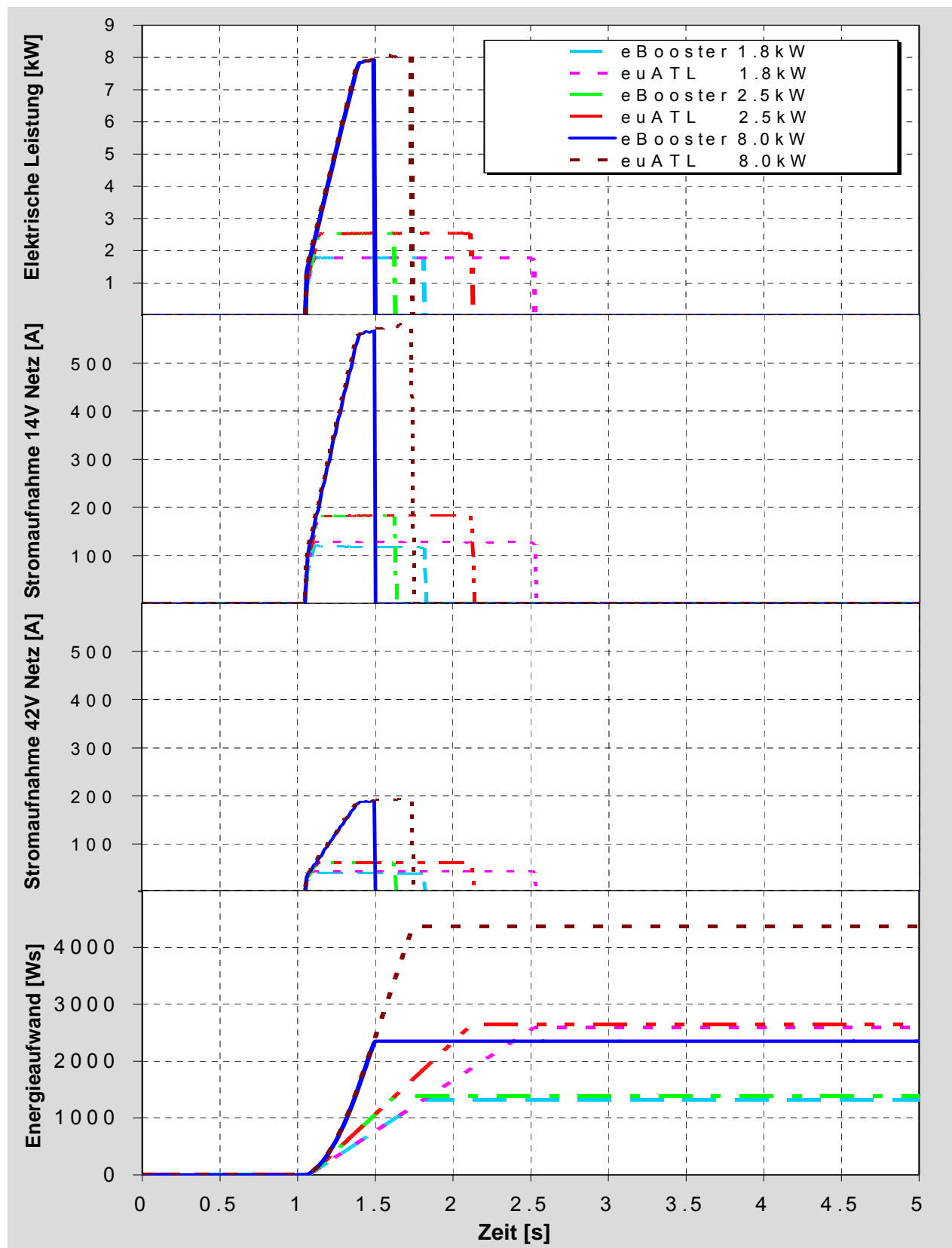
Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren


Bild 5.7: Vergleich eBooster – euATL mit Variation der elektrischen Leistung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Die Bilder 5.6 und 5.7 verdeutlichen, dass die Leistungsbegrenzung beim euATL zu deutlich stärkeren Einbußen führt als beim eBooster. Speziell die Variante mit eBooster und 2.5 kW verliert gegenüber dem 8 kW – eBooster nur etwa 0.2 s bis zum Erreichen des stationären Mitteldruckes (Bild 5.6). Für den gesamten Beschleunigungsvorgang verlängern sich die Zeiten bis zum Erreichen der Volllast für die eBoostervarianten um 0.05 s (2.5 kW) bzw. 0.1 s (1.8 kW), während die Unterschiede beim euATL 0.12 s (2.5 kW) bzw. 0.23 s (1.8 kW) betragen. Wie erwartet, führt die Leistungsbegrenzung auch zu einer deutlichen Reduzierung der Zusatzenergie für einen Beschleunigungsvorgang. Die prozentuale Verringerung ist für beide Varianten etwa gleich groß, wobei der Energieverbrauch beim euATL mit reduzierter Leistung immer noch knapp höher ausfällt als bei der eBoostervariante ohne Begrenzung. Die Leistungsbegrenzung beeinflusst beim eBooster zudem auch noch die mechanische Auslegung. Aufgrund des verringerten Leistungsangebotes sinken die erreichbaren Drehzahlen auf unter 90000 U/min bzw. unter 80000 U/min. Die Erkenntnisse aus den Berechnungen mit begrenzter Leistung brachten im Gegensatz zu den ersten Simulationen ohne Leistungsbegrenzung eine Tendenz zu Gunsten eines elektrischen Vorverdichters. Es stellte sich an dieser Stelle die Frage, wie sich beide Systeme bei einer Variation der Parameter Elektromotormoment, elektrische Leistung und Massenträgheitsmoment des jeweiligen Systems darstellen werden. Mit Hilfe einer umfangreichen Parameterstudie wurde ein höheres Grundverständnis über die Systeme erreicht, mit deren Hilfe Aussagen bei veränderten Versuchsträgern möglich sind. Bei der Variation der Parameter Leistung und Drehmoment erfolgte eine Orientierung an den bereits genannten systembedingten Grenzen (max. 2.5 kW Bordnetzleistung). Der Wert für das Massenträgheitsmoment wurde unabhängig von einer möglichen technischen Realisierbarkeit über die üblichen Grenzen hinweg gespreizt, um über den derzeitigen Stand der Technik hinaus Aussagen über das Verhalten mit neuen Werkstofftechnologien treffen zu können. Um die Ergebnisse dieser Parameterstudie ausreichend bewerten zu können, wurde ein neuer Parameter eingeführt. Ziel der Umstellung war der Aspekt, die Beurteilung praxisnäher zu gestalten.

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Im Fahrzeug spürt der Fahrer durch den schnelleren Drehmomentaufbau ein höheres Beschleunigungspotential. Die Beschleunigung verhält sich proportional zum Drehmoment, woraus sich folgende Vorgehensweise bei der Bewertung ableiten lässt:

$$a_{\text{Gewinn}} = \frac{\frac{\int_{t_{\text{Start}}}^{t_{\text{Basis}}} p_{me}(\text{eboost} / \text{euATL}) * dt}{\Delta t} - \frac{\int_{t_{\text{Start}}}^{t_{\text{Basis}}} p_{me}(\text{Basis}) * dt}{\Delta t}}{\frac{\int_{t_{\text{Start}}}^{t_{\text{Basis}}} p_{me}(\text{Basis}) * dt}{\Delta t}} * 100 \quad (5.4)$$

oder auch in grafischer Form

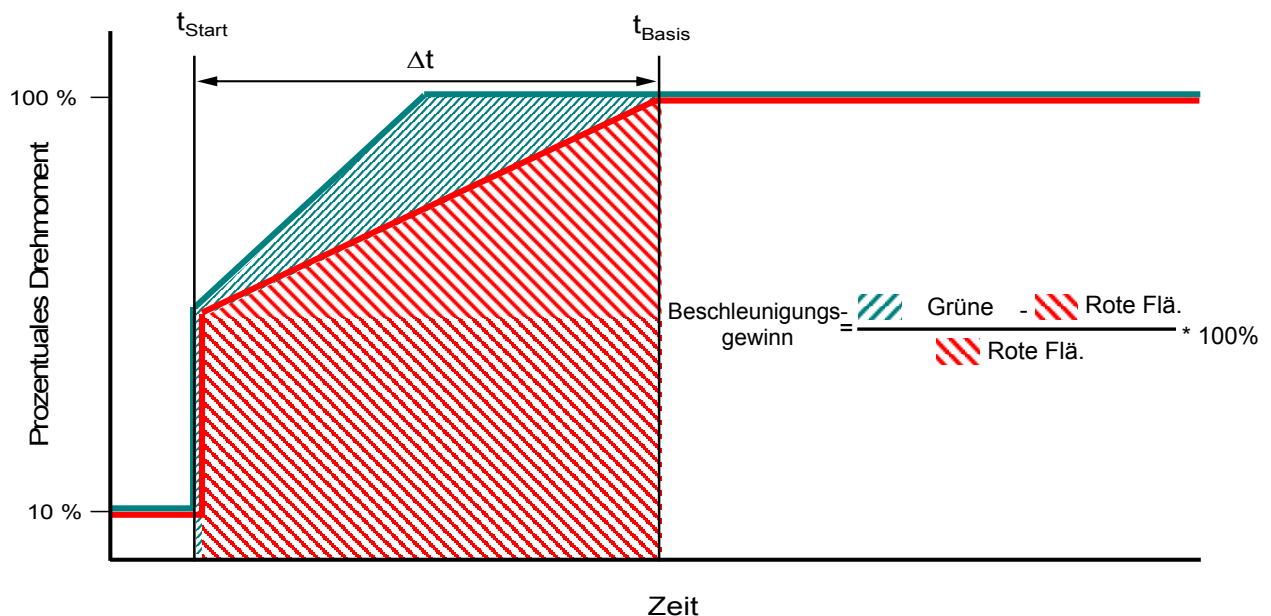


Bild 5.8. Definition des Beschleunigungsgewinnes

Der Beschleunigungsgewinn wird demzufolge als Verhältnis der Flächen unter den Mitteldruckkurven der unterstützten Varianten im Vergleich zum Basismotor definiert. Um eine Vorstellung über die zu erwarteten Gewinne an Beschleunigungsvermögen zu bekommen, sei der Wert für eine Nullverzugszeit nach Lastsprung (Saugmotor) genannt, welcher bei etwa 30% liegt. Aufgrund dieser Erhöhung der mittleren Beschleunigung steigt analog die Fahrzeuggeschwindigkeit in diesem Zeitraum um

30%. Das Massenträgheitsmoment wurde in einer Spanne von $0.3e-5$ bis $3e-5$ variiert, wobei das maximal verfügbare Elektromotormoment von 0.2 Nm bis 1 Nm gespreizt wurde. Die Ergebnisse der Studie sind in Bild 5.9 abgebildet. Dabei wird ersichtlich, dass bei heute realisierbaren Massenträgheitsmomenten der eBooster ein besseres Beschleunigungspotential im Vergleich zum euATL aufweist. Erst bei Trägheiten unter einem Wert von $1.2e-5 \text{ kgm}^2$ ergeben sich bessere Bedingungen für den euATL. Gleichzeitig ist der steilere Anstieg des Gewinnes an Beschleunigungsvermögen mit fallendem Trägheitsmoment des euATL zu erkennen. Die Ursache für dieses unterschiedliche Verhalten liegt in dem Umstand begründet, dass es sich beim eBooster um eine zweistufige Aufladung handelt. Wird das Massenträgheitsmoment der mit dem E-Motor gekoppelten Bauteile erhöht, erhöht sich beim euATL automatisch das Gesamtträgheitsmoment der für die Verdichtung relevanten Elemente. Anders im Falle des eBoosters, eine Erhöhung seiner Massenträgheit hat keinen Einfluss auf den Primärverdichter des Turboladers. Durch die Verteilung der Verdichtung auf zwei Stufen fällt die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes einer Stufe weniger stark ins Gewicht. Andererseits ist mit einer Verringerung der Massenträgheit des eBoosters ein geringeres Zusatzpotential zu erschließen. Auffällig ist zudem die unterschiedlich ausgeprägte Abhängigkeit vom maximalen Moment des Elektromotors. Hier ist der euATL bei einer Reduzierung des maximalen Momentes im Vorteil. Durch seine höhere Ausgangsdrehzahl greift bei ihm tendenziell nur die Leistungsbegrenzung, während der eBooster immer aus Niedrigstdrehzahlen beschleunigt wird und damit stärker vom maximalen Drehmoment des E-Motors abhängt. Bei einem maximalen Drehmoment wird nur bei einer Leistung von 1.2 kW die für eine Leistungsbegrenzung notwendige Drehzahl überhaupt erreicht. Generell ist der Einfluss der Leistungsbegrenzung für beide Systeme gleichwertig, obgleich analog den Ergebnissen nach Bild 5.9 die Einbußen beim euATL bei einer Leistungsbegrenzung stärker ausfallen. Aus den Ergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass beide Systeme Elektromotoren mit teilweise unterschiedlichen Charakteristiken erfordern. Der eBooster benötigt einen E-Motor mit relativ hohem Moment bei niedrigen Drehzahlen und mit möglichen Abstrichen bei der maximal verfügbaren Leistung. Für den euATL hingegen ist ein E-Motor mit

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

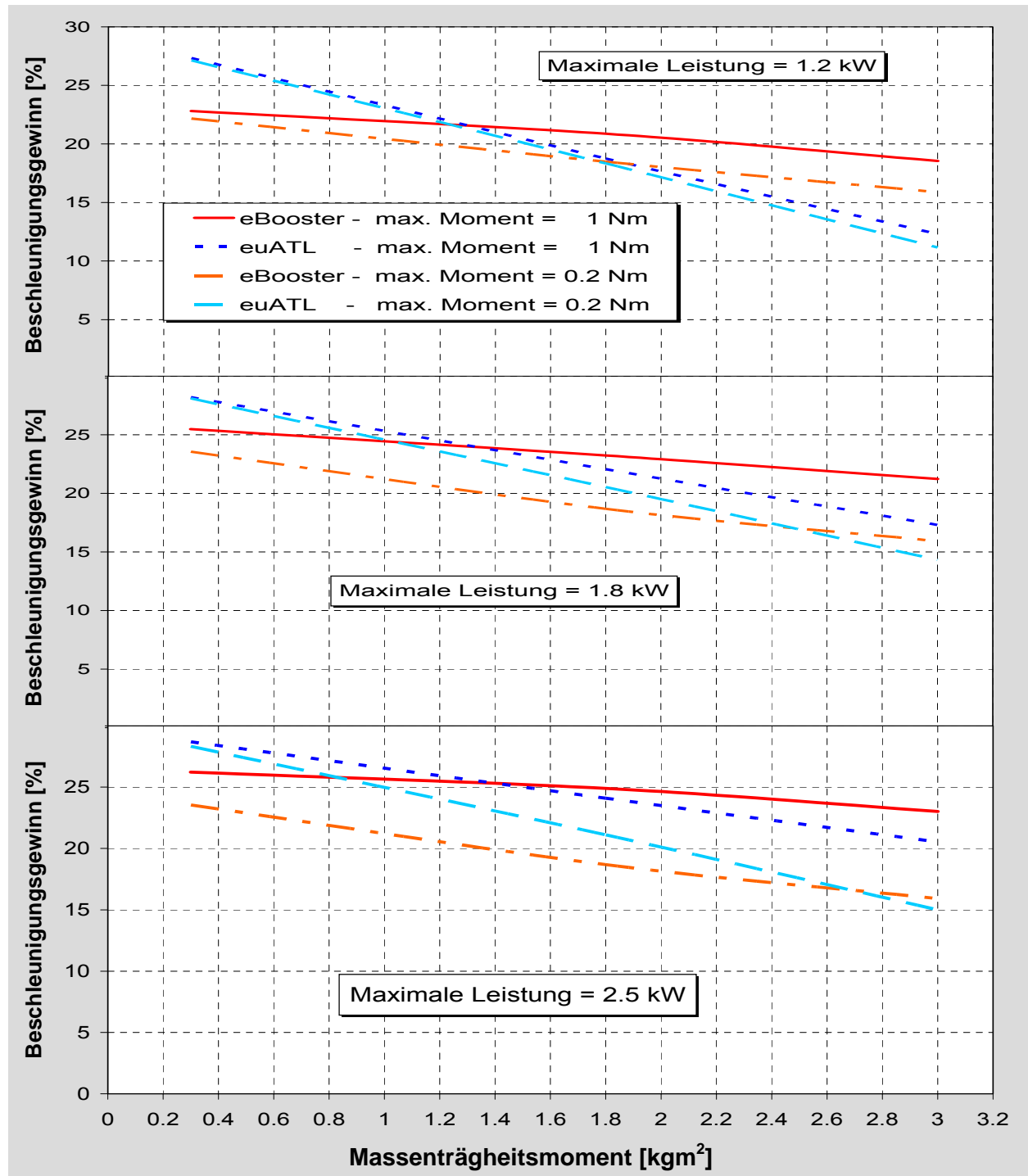


Bild 5.9: $Beschleunigungsgewinn = f(M_{E-Motor}, P_{E-Motor}, MTM_{gekoppeltes\ System})$

geringerem maximalen Moment und möglichst hoher Leistung optimal. Bei gleichen Randbedingungen ergeben sich in Abhängigkeit der Massenträgheitsmomente unterschiedliche Aussagen über das beste System. Bezieht man allerdings die als

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

realistisch einzustufenden Möglichkeiten hinsichtlich des zu erwartenden Massenträgheitsmomentes mit ein, ergeben sich klare Vorteile für den eBooster. Gegenüber dem euATL wird er immer das geringere Trägheitsmoment aufweisen, sofern mit dem E-Motor nur ein verhältnismäßig leichter Verdichter gekoppelt ist. Der aus Aluminium gefertigte Verdichter hat bei einem Turboladerlaufzeug einen Anteil von 25% am Gesamtmassenträgheitsmoment während das Turbinenrad aus einer Stahllegierung den verbleibenden Anteil von 75% trägt. Das Verdichterrad kann aufgrund des geringeren Drehzahlbereiches während des Einsatzes des eBoosters zudem in Materialien wie Kunststoff ausgeführt werden, wodurch eine weitere Reduktion der rotierenden Massen darstellbar ist (von $3e-6 \text{ kgm}^2$ auf ca. $1.8e-6 \text{ kgm}^2$). Als Ergebnis stellt sich, beim derzeitigen Stand der Technik darstellbarem System, ein Verhältnis in den Massenträgheiten zwischen eBooster und euATL von 0.45 zu 1 bezogen auf das beim Versuchsträger verwendete Laufzeug dar. Um eine generelle Entscheidung für eines der beiden Systeme treffen zu können, ist die Einbeziehung weiterer Kriterien sinnvoll.

Ein wichtiger Punkt bei Auslegung von unterstützenden Systemen ist die Anhebung des Anfahrmomentes im Rahmen einer generellen Kennfelderweiterung gemäß Bild 5.10. In diesem Punkt besitzt ausschließlich der eBooster Potentiale um über eine Ladedruckanhebung ein höheres Motordrehmoment bereitzustellen. Durch seine generelle Nähe zur Pumpgrenze besteht beim euATL kaum die Möglichkeit den Ladedruck durch Zusatzenergie anzuheben, ohne Gefahr zu laufen ins Verdichterpumpen zu geraten (Bild 5.11). Der eBooster verteilt das benötigte Druckverhältnis auf zwei Stufen und umgeht dadurch das Verdichterpumpen. Es kommen neben den beschriebenen technischen Aspekten zusätzlich Fragen bezüglich der Einbaubedingungen und Kühlbedarf in Betracht. In punkto Package ergibt sich ein Vorteil für den euATL durch seinen merklich geringeren Zusatzplatzbedarf und dem Entfall von Regelklappen. Im Gegensatz dazu bedeutet das Package beim eBooster mit einer zusätzlichen Aufladungskomponente und einem Bypass um den Verdichter herum einen Mehraufwand. Anders als beim eBooster, der auf der kalten Seite installiert ist und ausreichend Kühlluft zur Verfügung hat, ist das Kühlkonzept für einen auf der heißen Seite operierenden

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

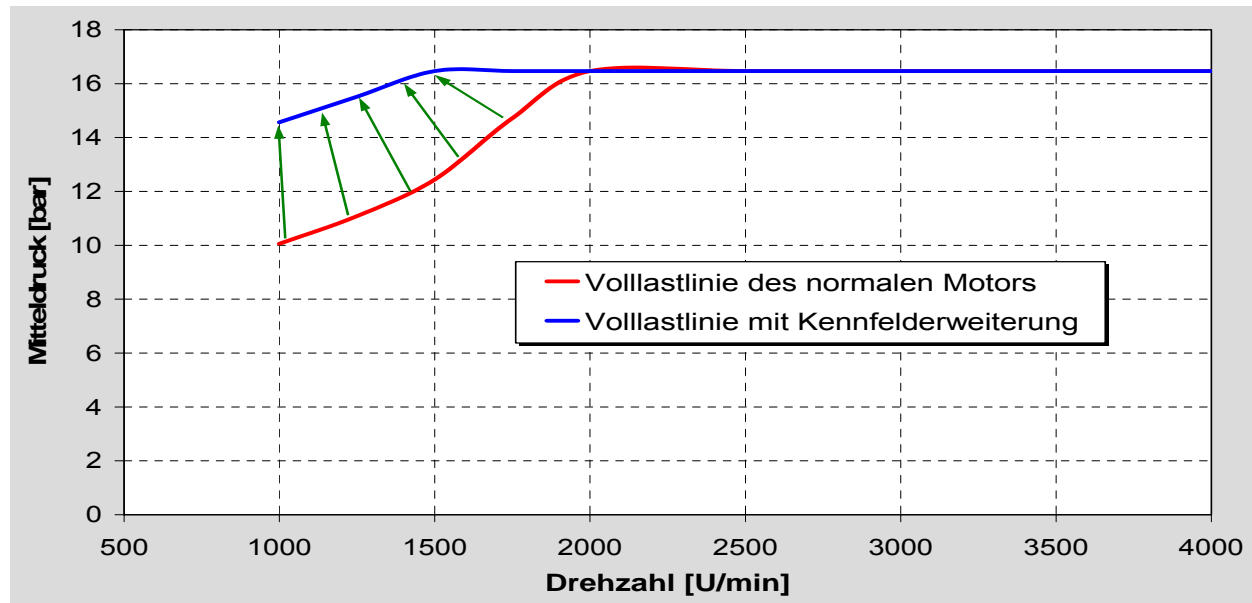


Bild 5.10: Ziel einer Kennfelderweiterung an der Vollastlinie

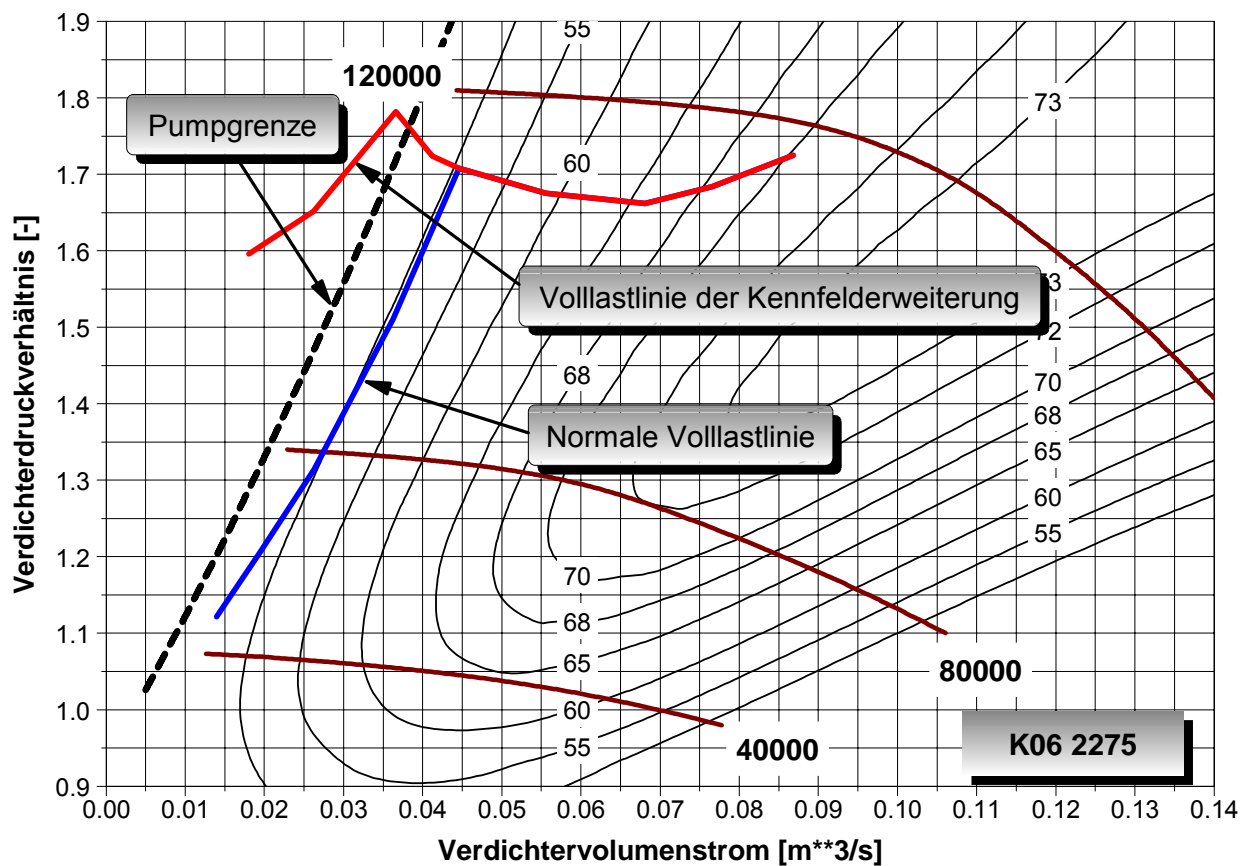


Bild 5.11 Auswirkungen der Kennfelderweiterung (euATL) für die Lage der Vollastlinie im Verdichterkennfeld

euATL noch offen. Eine gesamtheitliche Bewertung der beiden Systeme ergibt handfeste Vorteile für den elektrisch angetriebenen Zusatzverdichter. Neben den anwendungsspezifischen Vorteilen sind die Aufwendungen zur Umsetzung in die Praxis mit geringeren Risiken verbunden. Als Konsequenz dieser Erkenntnis wurden die Untersuchungen eines elektrisch unterstützten Turboladers komplett eingestellt und fortan liefen alle weiteren Forschungen ausschließlich mit dem eBooster System.

5.1.2. Einfluss der Boosterverdichtergröße

Nach der Entscheidung zu Gunsten des eBoosters galt es nun durch gezielte Rechnungen den Einfluss weitere Faktoren auf die Wirksamkeit des Systems zu ergründen. Bei den bisherigen Untersuchungen wurden ausschließlich die Auswirkungen verschiedener elektromotorischer Parameter auf das Beschleunigungsvermögen des Gesamtsystems näher beleuchtet. Der nächste Schritt bestand in der gezielten Auslegung des Boosterverdichters. Vor Beginn des Projektes gingen die Überlegungen, welche zur Auswahl des ersten Verdichters führten davon aus, dass während der Lastaufschaltungsphase ein Verdichter mit zu sehr niedrigen Volumenströmen verschobener Pumpgrenze und hohen Druckverhältnissen, der optimale sein muss. Die Ergebnisse der ersten Simulationsrechnungen zeigte jedoch ein anderes Verhalten des Verdichters. In der ersten Phase der Beschleunigung fördert der Booster Volumen ohne ein nennenswertes Druckverhältnis aufzubauen. Erst mit zunehmender Drehzahl wird ein Druckverhältnis spürbar größer erreicht. Durch die Leistungsbegrenzung wird der Maximalwert des erreichbaren Druckverhältnisses zudem zu niedrigeren Werten hin verschoben. Diesen Erkenntnissen Rechnung tragend wurde der Boosterverdichter in seiner Größe variiert und es wurden sowohl transiente als auch stationäre Rechnungen in Form einer Kennfelderweiterung für Drehzahlen kleiner 2000 U/min durchgeführt. Die folgenden Berechnungen wurden mit dem Versuchsträgemotor 2 durchgeführt. Geringfügige Änderungen im Massenträgheitsmoment ergeben sich durch die unterschiedlichen Größen der einzelnen Verdichterräder. Alle Varianten wurden mit drei verschiedenen

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

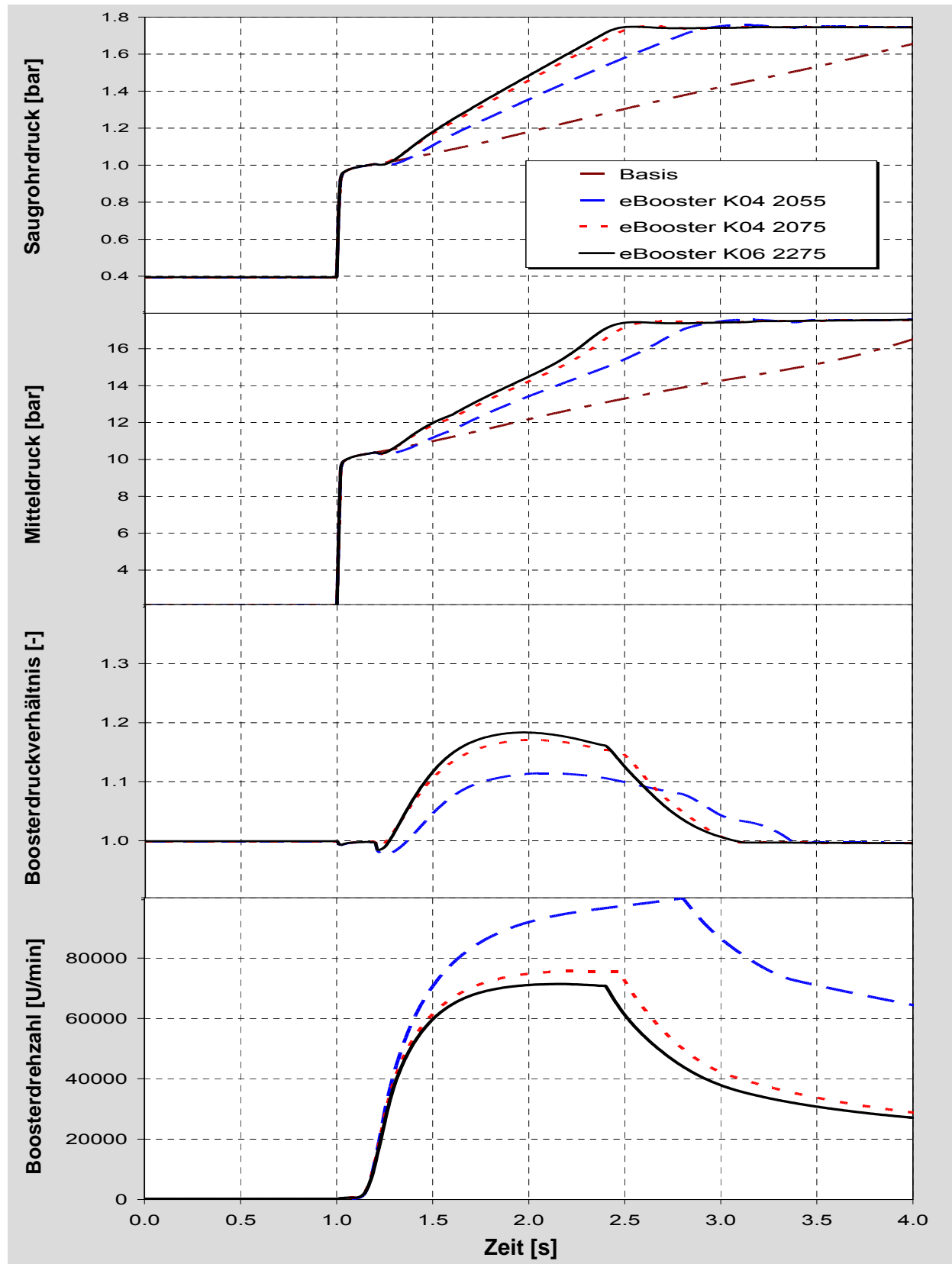


Bild 5.13: Motorische Werte bei Beschleunigungsvorganges 5. Gang 60 – 100 km/h

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Leistungsstufen zwischen 1.2 und 2.5 kW abgegebene Leistung berechnet. Das Massenträgheitsmoment des E-Motors wurde mit $1.8e-5 \text{ kgm}^2$ angesetzt. Als Verdichter kamen der K04 2055 ($D_a = 50 \text{ mm}$, $D_i = 30 \text{ mm}$) aus den ersten Rechnungen, ein K04 2075 ($D_a = 51 \text{ mm}$, $D_i = 38 \text{ mm}$) sowie ein K06 2275 ($D_a = 55 \text{ mm}$, $D_i = 42 \text{ mm}$, entspricht dem Verdichter des am Versuchsträgermotor 2 eingesetzten Turboladerverdichters) zum Einsatz. Die Anordnung der beiden Verdichter erfolgte in Reihe mit dem eBooster auf der Niederdruckseite. Exemplarisch wird anschließend nur auf die Rechnungen mit einer Leistung von 1.8 kW eingegangen. Die Ergebnisse der Simulation (Bild 5.13) für eine Elastizitätsbeschleunigung im 5. Gang von 60 auf 100 km/h bestätigten die Annahme, dass die spezifischen Anforderungen während der Beschleunigungsphase durch einen größeren Verdichter besser wiedergegeben werden. Bei Verwendung des eBoosters mit dem K04 2055 verläuft die Linie des Beschleunigungsvorganges für beide transienten Vorgänge teilweise bereits außerhalb des Kennfeldes im Bereich höherer Volumenströme. In der ersten Phase nach der Lastaufschaltung stellt dieser Verdichter kurzzeitig eine Drossel im Ansaugtrakt dar. Erst bei einer Boosterdrehzahl von etwa 40000 U/min steigt das dargestellte Druckverhältnis über eins. Die fehlende Kennfeldbreite erweist sich im Instationärverhalten als Hindernis. Vergleicht man die Verläufe des K04 2055 mit denen des K04 2075, so kommt das breitere Kennfeld des größeren Verdichters voll zum Tragen. Obwohl beide Verdichter etwa den gleichen Außendurchmesser aufweisen und der kleinere Verdichter durch seine geringe Eintrittsumfangsgeschwindigkeit laut Eulergleichung (5.5) sogar bei gleicher Drehzahl

$$h_{th\infty} = (u_A * c_{Au} - u_E * c_{Eu}) \quad (5.5)$$

ein geringfügig höheres Druckverhältnis darstellen kann, liegt bei ihm der Beschleunigungsverlauf bereits im Bereich der abfallenden Drehzahllinien und damit dicht an der Stopfgrenze (Bild 5.14). Dadurch benötigt er für das gleiche Druckverhältnis wie der K04 2075 merklich höhere Drehzahlen (Bild 5.13). Zu Beginn der Beschleunigung ist einzig das Verhältnis

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

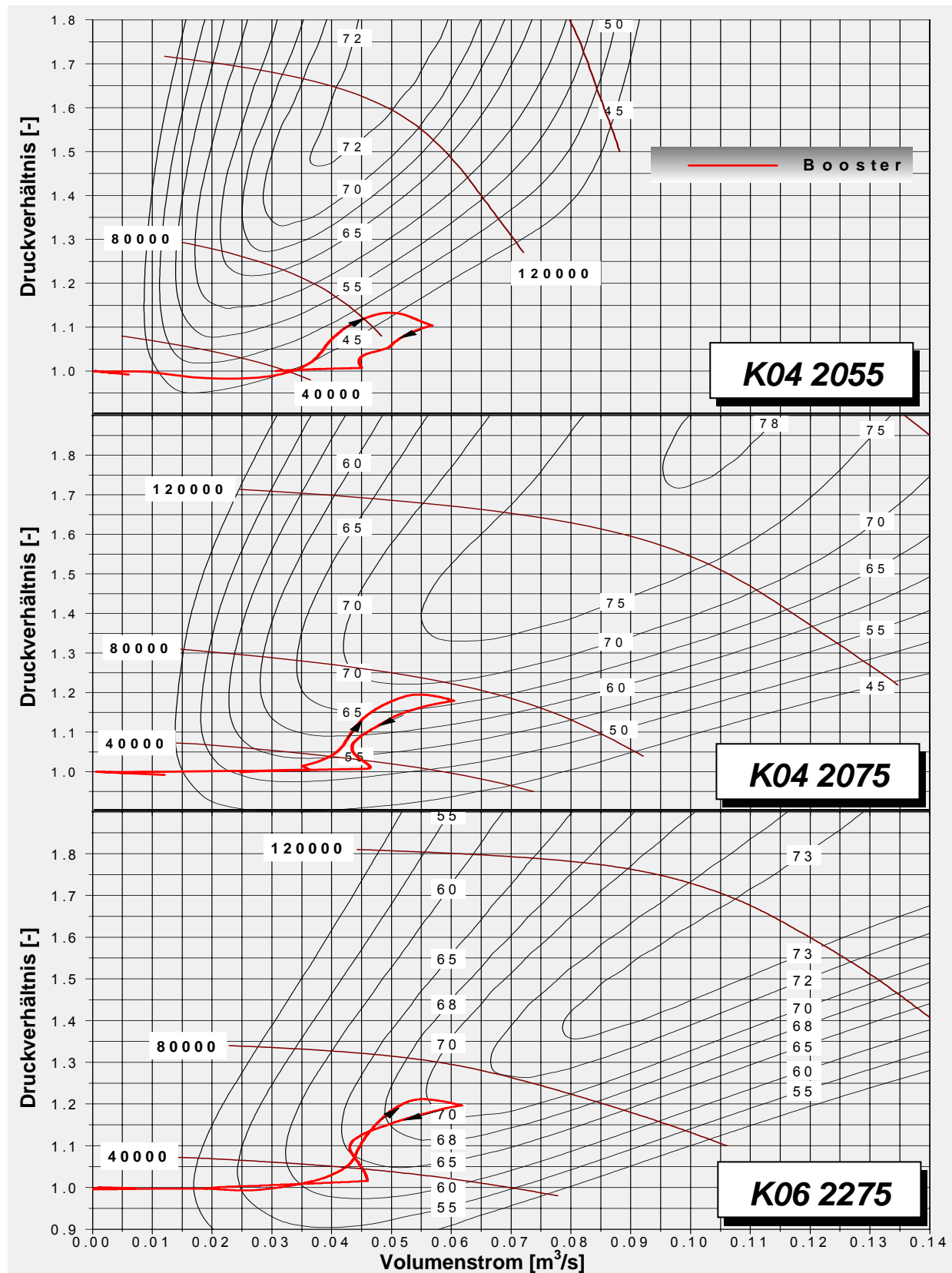


Bild 5.14: Lage des Beschleunigungsvorganges 5. Gang 60 – 100 km/h im Kennfeld

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Massenträgheitsmoment / Elektrisches Moment entscheidend. Hierbei unterscheiden sich die drei Verdichter nur geringfügig voneinander. Die strömungstechnischen Eigenschaften der einzelnen Verdichter haben in dieser Phase keine Auswirkung auf die Drehzahländerung, wodurch sich für alle drei Verdichter in den ersten Phase der Beschleunigung annähernd der gleiche Drehzahlverlauf ergibt. Erst mit dem Aufbau eines Druckverhältnisses kommen die strömungstechnischen Eigenschaften der einzelnen Verdichter zum Tragen. Der größte Verdichter, K06 2275, baut bereits bei rund 25000 U/min ein Druckverhältnis größer eins auf. Durch die ansteigende Verdichterleistung flacht der Drehzahlanstieg weitestgehend ab, während der K04 2055 erst ab etwa 40000 U/min zunehmend Verdichtungsarbeit leistet. Als Folge ergeben sich für die drei untersuchten Verdichter unterschiedliche Enddrehzahlen. Die maximale Drehzahl des größten Verdichters beträgt nur etwa 70% der des K04 2055. Die Ergebnisse der Verdichter K06 2275 und K04 2075 unterscheiden sich nur marginal. Beide erreichen einen Gewinn an Beschleunigungsvermögen von 15.7% (K04 2075) bzw. 16.4% (K06 2275). Mit dem Übergang von Versuchsträgemotor 1 auf den Versuchsträgemotor 2 und der damit verbundenen Hubraumerhöhung verringert sich der Gewinn an Mitteldruck durch den eBooster. In Abschnitt 5.1.5. wird die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Motorengrößen diskutiert. Für den Beschleunigungsvorgang aus niedriger Motordrehzahl im 2.Gang (Bilder 5.15 und 5.16) ergeben sich geringere Unterschiede. Durch den niedrigeren Volumenstrom bedingt durch die Motorausgangsdrehzahl fällt die mangelnde Kennfeldbreite des K04 2055 anfänglich weniger stark ins Gewicht. Bedingt durch den hohen Gradienten der Motordrehzahl, verbunden mit dem damit stetig steigendem Saugrohrdruckbedarf fällt die Dauer der notwendigen Unterstützung höher aus als bei der Elastizitätsbeschleunigung im hohen Gang. In der Endphase der Beschleunigung verläuft die Linie im Verdichterkennfeld des K04 2055 noch näher im Bereich der Stopfgrenze als im vorher betrachteten Fall. Die beiden größeren Verdichter unterscheiden sich wiederum nur marginal, wobei die maximale Drehzahl des K06 2275 kennfeldbedingt rund 10% niedriger ausfällt. Die Zuwächse an Beschleunigungsvermögen liegen zwischen 19.1% (K04 2055), 23.1% (K04 2075) und 24.1% (K06 2275). Für den kleinsten Verdichter ergaben sich allerdings bei

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

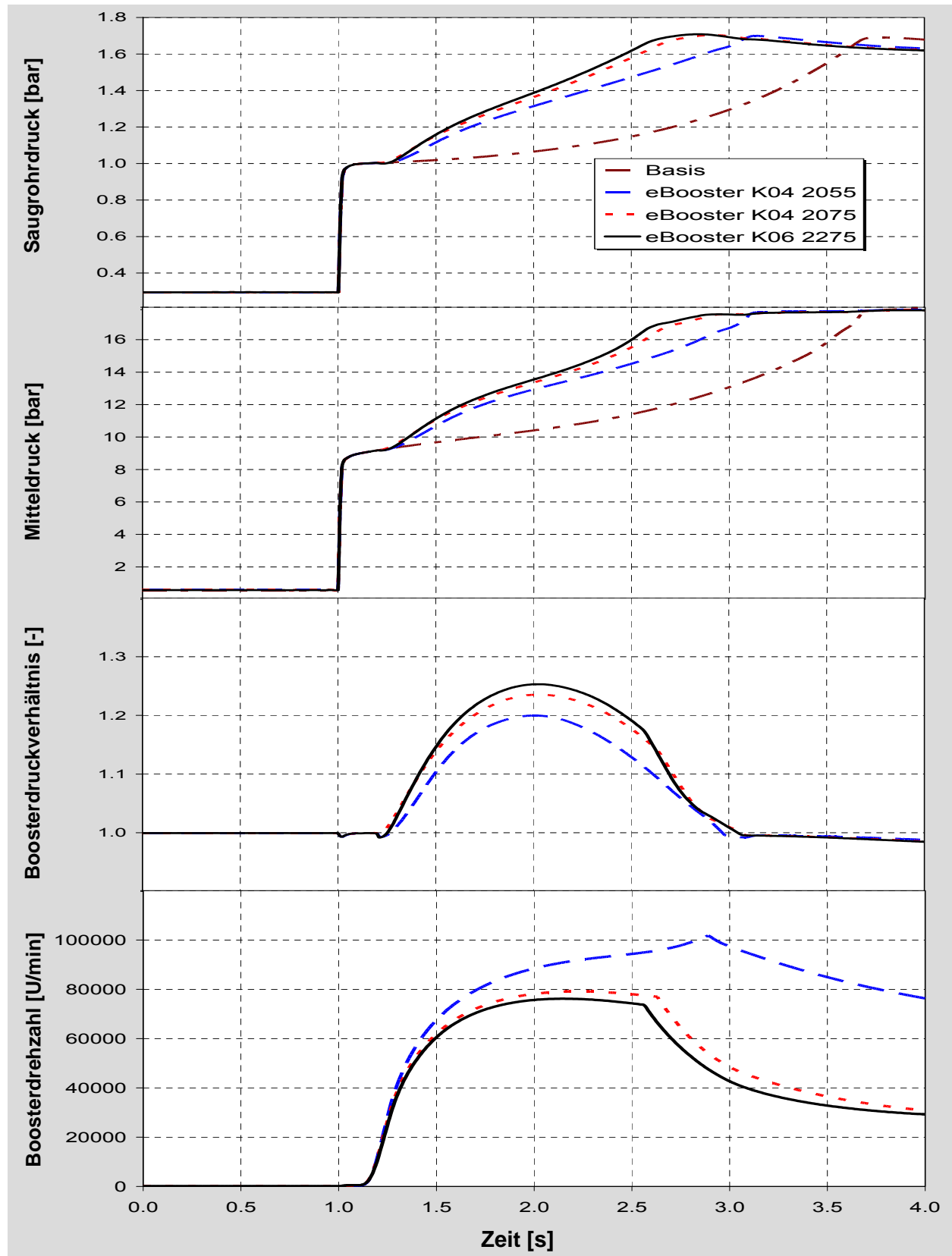


Bild 5.15: Motorische Werte bei Beschleunigungsvorganges 2.Gang aus 1000 U/min

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

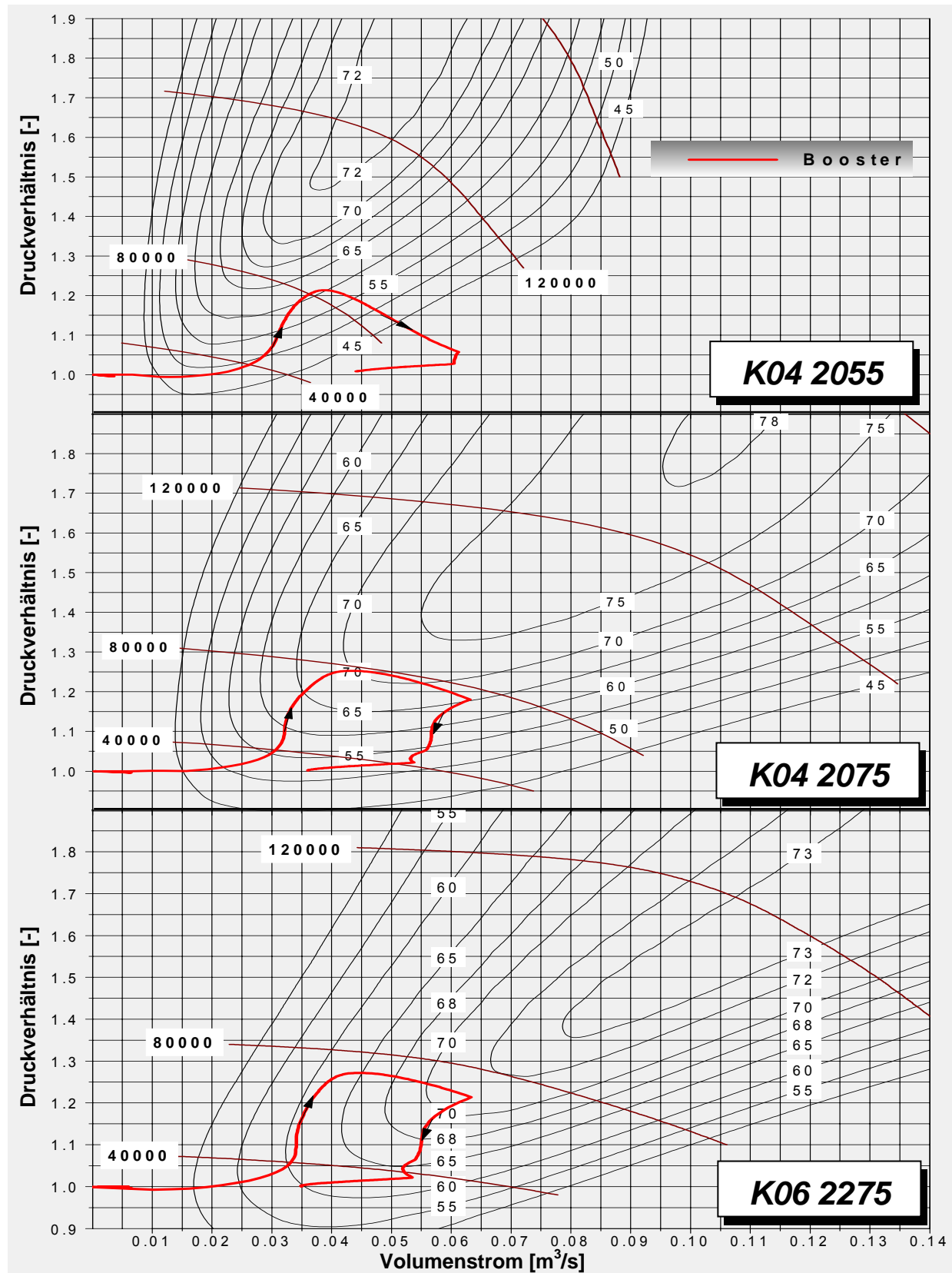


Bild 5.16: Lage des Beschleunigungsvorganges 2.Gang aus 1000 U/min im Kennfeld

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

diesem Beschleunigungsvorgang bereits Drehzahlen von über 100000 U/min. Durch den auf 30 mm verringerten Eintrittsdurchmesser des Verdichters ergibt sich bei diesem Transientvorgang eine Erhöhung des maximalen Unterdruckes im Eintrittsbereich des eBoosters von 20 mbar beim K06 2275 auf 85 mbar beim K04 2055. Bei einem ausschließlich auf den dynamischen Betrieb beschränkten Einsatz des eBoosters erhält man die besten Ergebnisse mit dem größten untersuchten Verdichter. Der Zuwachs an Effizienz des Systems fällt gegenüber dem mittleren Verdichter allerdings nur noch gering aus, so dass sich weitere Rechnungen mit vergrößerten Verdichtern erübrigen. Zieht man den Einsatz des eBoosters zu einer stationären Kennfelderweiterung zusätzlich in Betracht, ergeben sich andere Anforderungen an den Verdichter. Ein breites Kennfeld, wie es für den dynamischen Betrieb erforderlich ist, ist für die Kennfelderweiterung uninteressant. Der vorrangige Arbeitsbereich beschränkt sich hier auf den Bereich niedrigster Volumenströme. Für den verwendeten Versuchsmotor wurde eine rechnerische Erweiterung des Motorkennfeldes unterhalb 2000 U/min vorgenommen.

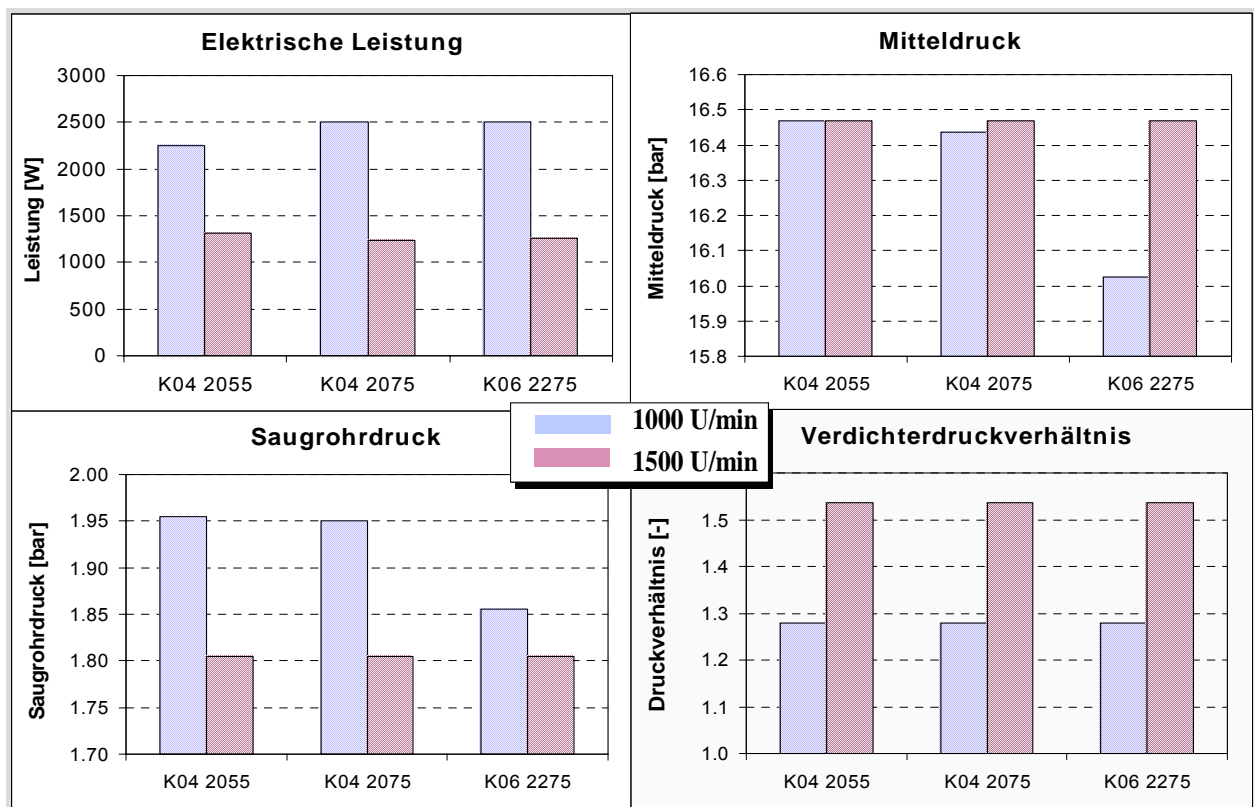


Bild 5.17: Ergebnisse der Kennfelderweiterung mit Hilfe des eBoosters

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Variiert wurde wieder zwischen den drei Verdichtergrößen, wobei die maximal abgegebene Leistung auf 2.5 kW begrenzt wurde. Zielwert für die Erweiterung stellt das stationäre Drehmoment dar, welches als maximales für den Motor definiert wurde. In Bild 5.17 sind die benötigten elektrischen Leistungen für die Einstellung des Betriebspunktes dargestellt. Speziell bei 1000 U/min, einer charakteristischen Anfahrddrehzahl, verfehlen die beiden größeren Verdichter bei der genannten Obergrenze für die abgegebene elektrische Leistung den gestellten Mitteldruckzielwert. Abgesehen von dem in diesem Kennfeldbereich schlechten isentropen Verdichterwirkungsgrad liegt der Arbeitspunkt für den K06 2275 bereits im instabilen Gebiet des Verdichters links der Pumpgrenze (Bild 5.18). In der Realität ist dieser Punkt mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht darstellbar. Erwartungsgemäß schneidet der kleinste Verdichter bei der Kennfelderweiterung am besten ab. Auch bei 1000 U/min befindet sich der Betriebspunkt in Gebieten mit vertretbaren Wirkungsgraden über 60%. Gleichwohl stellt die benötigte abgegebene Leistung mit 2.2 kW einen außerordentlich hohen Wert für eine stationäre Belastung dar. Entgegen dem dynamischen Betrieb muss diese Leistung vorrangig vom Generator zur Verfügung gestellt werden, da eine Dauerbelastung der Batterie mit dieser Leistung nicht möglich ist. Setzt man für den Generator eine bei diesen geringen Drehzahlen zu erwartenden Wirkungsgrad von 50% an und geht von einem elektrischen Wirkungsgrad für den eBooster von 75% aus ergibt sich bei einem Zielwert für das Mitteldruck von 16.5 bar eine Zusatzbelastung über den Generator von 3.5 bar. Von den angestrebten 16.5 bar verblieben nur mehr 13 bar, welche mit einem indiskutabel schlechten spezifischen Verbrauch behaftet sind. Es zeigt sich, dass man zur Verbesserung des Anfahrmomentes mit dem eBoostersystem nur über begrenzte Möglichkeiten verfügt. Da man die Vorteile des K04 2055 bei einer Kennfelderweiterung nur begrenzt nutzen kann, ergibt sich als bester Kompromiss für den Einsatz im stationären und instationären Betrieb ein Verdichter der Größe eines K04 2075. Bei ihm liegen beide Kennfelderweiterungspunkte im stabilen Gebiet des Verdichterkennfeldes und im transienten Betrieb sind die Abstriche gegenüber dem K06 2275 gering. Gleichwohl lassen die Ergebnisse erkennen, dass die Anforderungen an eine Kennfelderweiterung sich von den Anforderungen an die

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

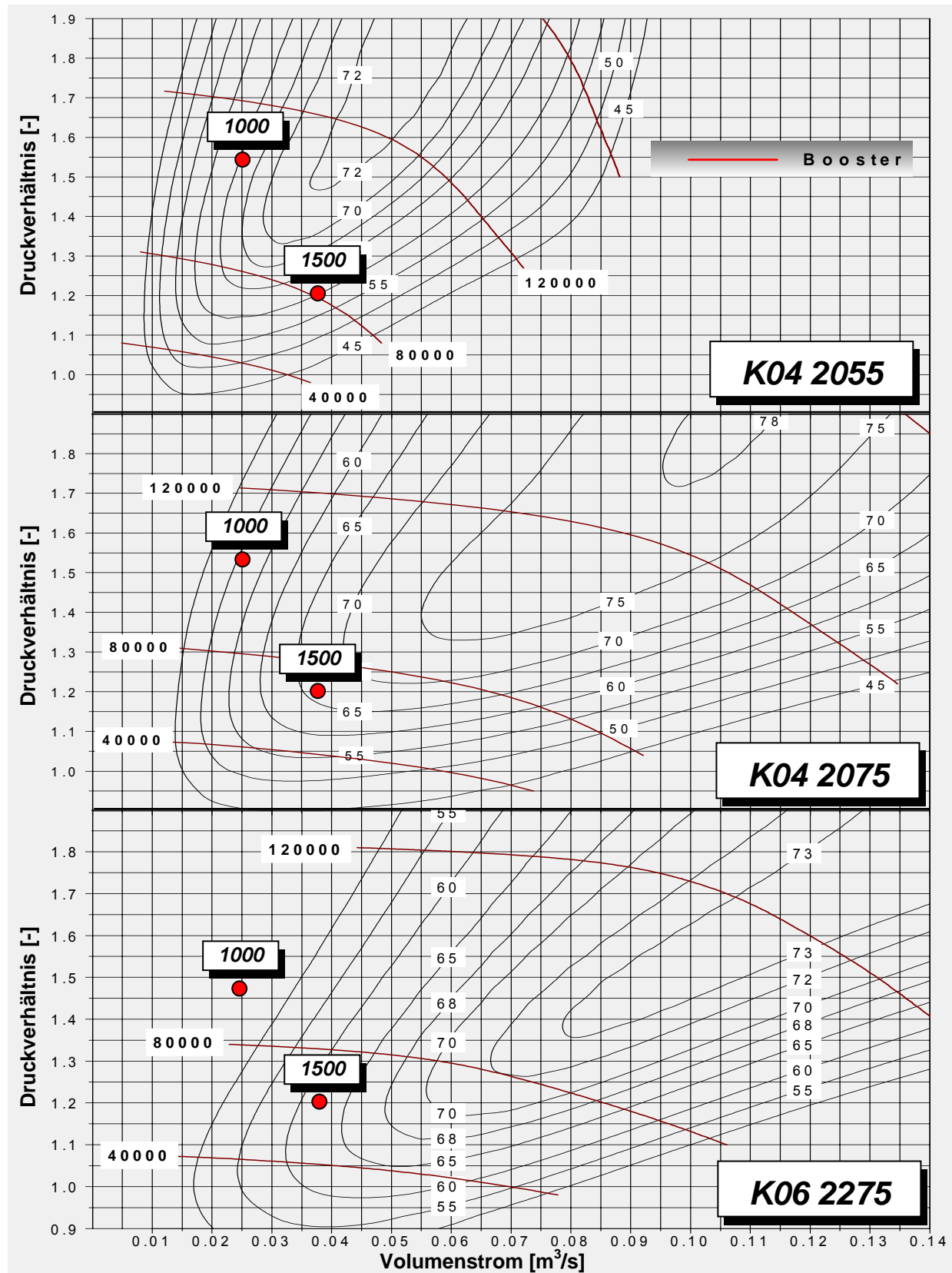


Bild 5.18: Lage der Betriebspunkte einer Kennfelderweiterung im Verdichterkennfeld

Unterstützung im Transientbetrieb erheblich unterscheiden. Wird Wert auf beide Möglichkeiten der Unterstützung gelegt, kann der herangezogene Verdichter immer nur eine Kompromisslösung sein. Allgemein kann gesagt werden, dass der Verdichter für den eBooster in der Dimensionierung etwa der Größe des Primärverdichters entsprechen sollte, gegebenenfalls geringfügig kleiner.

5.1.3. Lage des Boosters im Ansaugstrang

Für einen möglichen späteren Einsatz im Fahrzeug ist es notwendig, im Vorfeld zu klären, wie sich Einschnitte einer optimalen Luftführung zum eBooster hin bzw. vom eBooster weg durch begrenzten Baumraum im Fahrzeug auf seine Leistungsfähigkeit auswirken. Die wichtigste Frage an dieser Stelle befasst sich mit der Anordnung des eBoosters im Bezug zum Primärverdichter. In Abhängigkeit verschiedener Randbedingung besteht die Möglichkeit den eBooster vor, auf der Niederdruckseite, oder nach dem Primärverdichter auf der Druckseite des Systems anzuordnen (Bild 5.19). Um eine Aussage zu diesem Punkt treffen zu können wurde eine Variation der

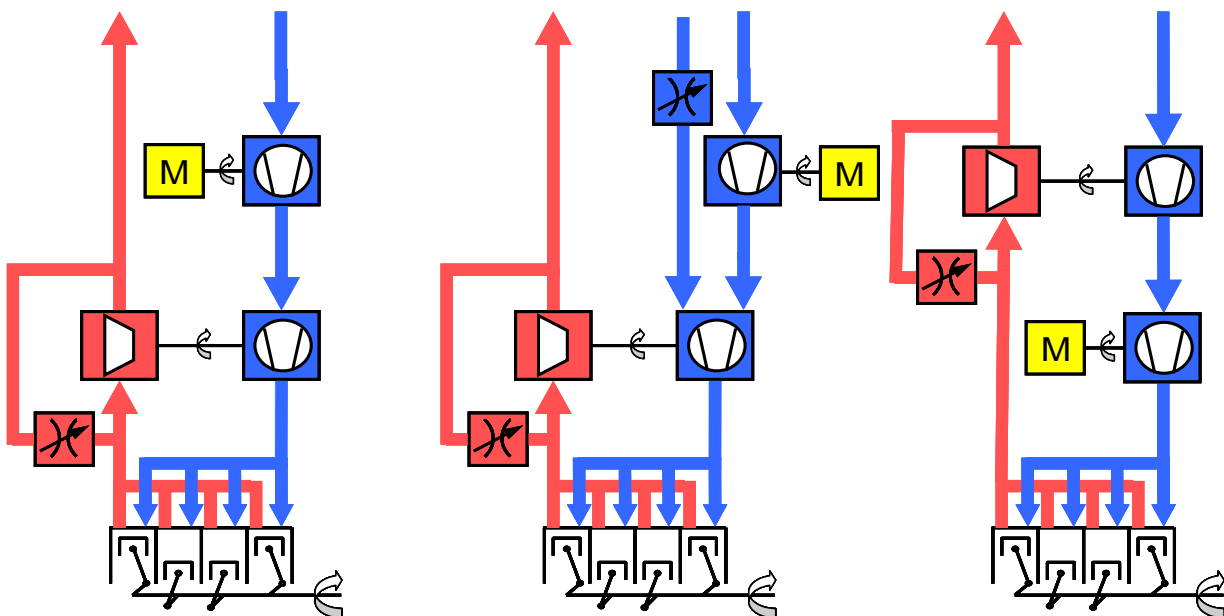


Bild 5.19: Anordnungsmöglichkeiten des eBoosters im Ansaugstrang
Seriell vor ATL Parallel vor ATL Seriell nach ATL

Einbaulage im Ansaugstrang vorgenommen. In Erkenntnis der Rechnungen unter Punkt 5.1.2. (Auswahl des Boosterverdichters) wurde für diese Untersuchungen ein K04 2075 als Boosterverdichter herangezogen. Analog wurde mit einer Leistung von 1.8 kW und einem maximalen E-Motormoment von 0.6 Nm gearbeitet. Vorerst wurde die Einbaulage des eBoosters für beide Varianten unmittelbar vor oder nach Primärverdichter angesetzt. Im Anschluss wurde für die Einbaulage nach Primärverdichter das verbleibende Totvolumen bis zum Zylinder schrittweise verringert. Für beide Einbaulagen wurden zusätzlich Simulationen durchgeführt, welche die Frage klären sollten, ob der eBooster ohne Bypasssystem betrieben werden kann. Bei einer Anordnung in unmittelbarer Nähe des Primärverdichters ergaben sich keine signifikanten Vorteile für eine der beiden Positionen. Während der eBooster in der vorgelagerten Anordnung zu Beginn der Beschleunigungsphase durch die geringeren Strömungsverluste vor seinem Verdichtereintritt etwas früher ein positives Druckverhältnis aufbaut, profitiert die nachgeschaltete Position im weiteren Beschleunigungsverlauf geringfügig von dem sich aufbauenden Vordruck durch den Primärverdichter. Mit kleiner werdendem Totvolumen ergeben sich leichte Vorteile für die Position nach ATL. Die Unterschiede fallen dennoch relativ gering aus. Negativ macht sich hier bemerkbar, dass durch die sehr lange verwinkelte Leitung vor Eintritt in den Boosterverdichter die Drücke vor seinem Eintritt zu Beginn des Hochlaufes niedriger ausfallen als bei einer Position unmittelbar nach ATL. Zusätzlich ändert sich der Verlauf des Vorgangs im Verdichterkennfeld. Je näher der eBooster an das Saugrohr gerückt wird, desto weiter verschiebt sich die Linie im Verdichterkennfeld in Richtung Pumpgrenze. Durch die fehlende Pufferwirkung der Ladeluftstrecke wirken sich zudem die zyklischen Ansaugvorgänge des Motors stärker auf das Förderverhalten des Boosterverdichters aus. Speziell bei niedrigen Motordrehzahlen oder der angesprochenen Kennfelderweiterung kann es zu Problemen mit Verdichterpumpen kommen. Die saugrohrnächste Lage umgeht zudem den Ladeluftkühler, wodurch die verdichtete Luft ungekühlt in den Zylinder gelangt. In Abhängigkeit der über die zulässige elektrische Leistung begrenzten Druckverhältnisse, steigen die Saugrohrtemperaturen während des Transientvorganges spürbar (bis zu 50 K) an. Es bleibt festzuhalten, dass eine

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Verringerung des Totvolumens zwischen eBooster und Saugrohr die besten Ergebnisse liefert, wobei der Boosterverdichter eher an seine Kennfeldgrenzen stößt als bei einer weiter entfernten Einbaulage. Ist eine Anordnung nach dem Ladeluftkühler nicht beabsichtigt, spielt die Lage zum Primärverdichter eine untergeordnete Bedeutung. Für die Frage nach der Möglichkeit des Entfalls einer Bypassklappe hängt die Antwort stark vom Größenverhältnis der beiden Verdichter zueinander ab. Für den vorliegenden Fall ergab sich durch den seriellen Einbau eine leicht höhere Anfangsdrehzahl des eBooster. Die Erhöhung fällt, aus den Gründen die unter Punkt 4.1. (Durchsaugen des Verdichters) erläutert wurden, für die im Ausgangspunkt verfügbaren Massenströme gering aus. Andererseits stellt der eBooster im Nennleistungspunkt ein zusätzliches Hindernis für den Luftmassenstrom dar. Hierbei sind die negativen Auswirkungen bei einer Positionierung vor Primärverdichter deutlich höher. Durch die auf der Niederdruckseite des Primärverdichters deutlich höheren Strömungsgeschwindigkeiten fallen die Verluste durch Drosselstellen stärker ins Gewicht. Letztendlich vergrößerte sich der Unterdruck vor Primärverdichter in diesem Punkt von 150 mbar auf über 250 mbar. Für eine Anordnung nach Primärverdichter liegen die Verluste auf reduziertem

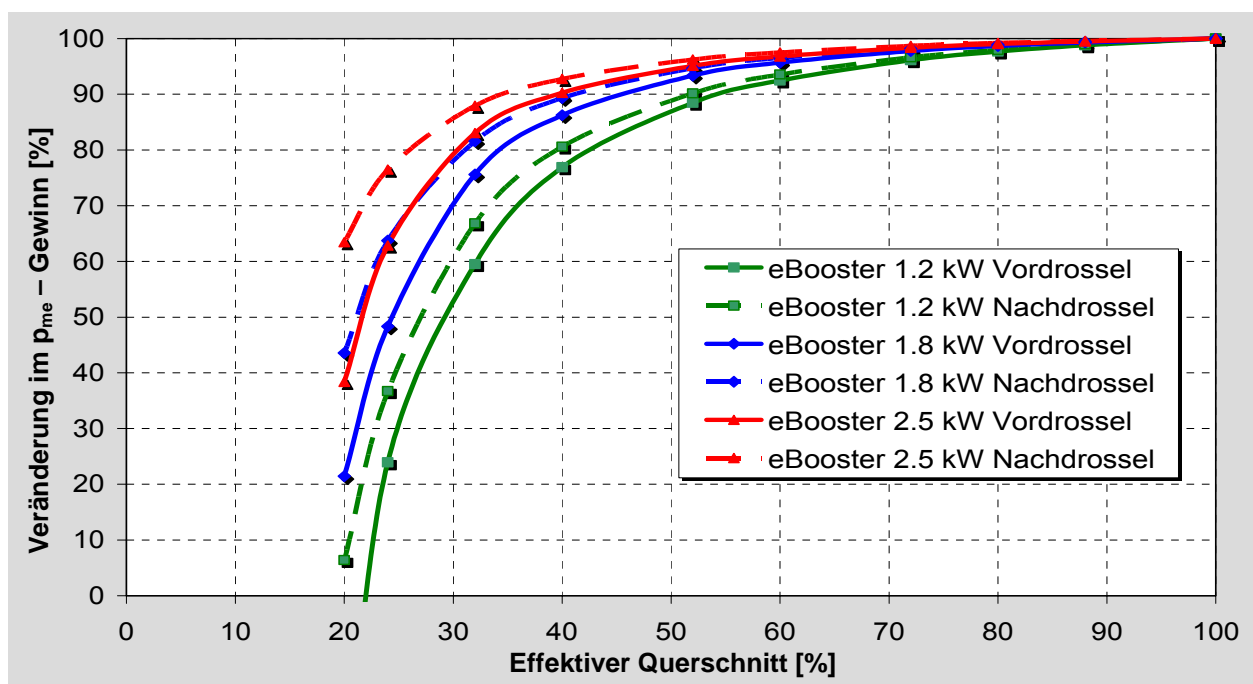


Bild 5.20. Relative Verluste des Mitteldruckgewinns als $f(\text{Drosselverlusten})$

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Niveau, andererseits wird der eBooster permanent den hohen Verdichtungs-temperaturen ausgesetzt. Im Nennleistungspunkt ergeben sich durch die Höhe des Massenstroms und dem Umstand, dass der eBooster selbst die Drosselstelle darstellt, zudem ein Enthalpiegefälle, welche den eBooster auf ein möglicherweise zu hohes Drehzahlniveau beschleunigen. Alles in allem ist eine Bypassleitung für einen stabilen Dauereinsatz des eBoosters ohne störende Einflüsse für den normalen Motorbetrieb unverzichtbar. Der Einbau im Motorraum des Fahrzeuges weicht in der Regel von dem räumlichen freien Aufbau am Prüfstand teilweise erheblich ab. Die vorhandenen Platzverhältnisse erzwingen oft stärkere Verwinklungen in der Sauganlage als es für optimale Strömungsverhältnisse notwendig wäre. Um den Einfluss einer vom Ideal abweichenden Einbausituation auf das Potential des eBoosters im Vorfeld quantifizieren zu können, wurde das Simulationsmodell um variable Drosselstellen vor und nach eBooster erweitert. Strömungshindernisse in Luftführenden Bauteilen haben eine Abnahme des Durchflussbeiwertes bei unverändertem minimalem Querschnitt zur Folge. Nach Formel 4.5 ist der Massendurchsatz durch eine Drosselstelle unter anderem vom Produkt $A \cdot \mu$ abhängig. Eine Aussage über μ , oder präziser über den Druckverlustparameter ζ , ist

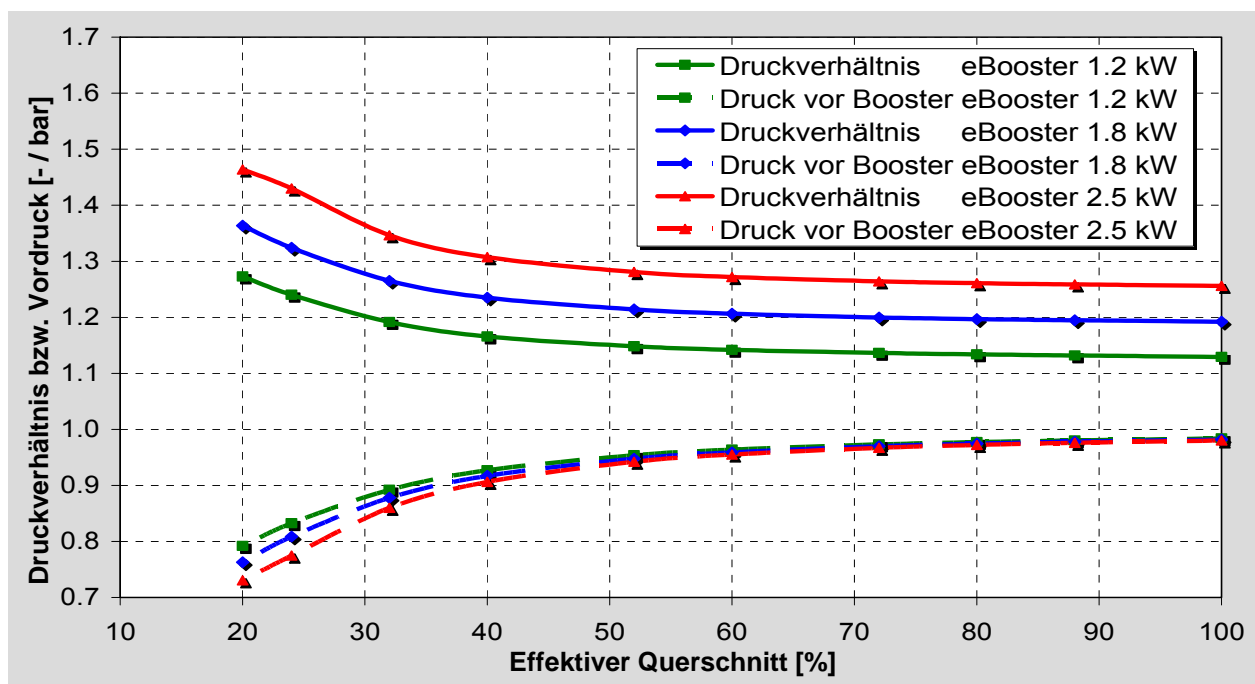


Bild 5.21: Auswirkungen der Drosselverluste auf die Druckverhältnisse

schwer möglich. Im Modell wurde daher der Einfluss eines Strömungsverlustes über die Reduzierung des Drosselquerschnittes begegnet, wobei der Durchflussbeiwert unverändert blieb. Die Variation der Querschnittsfläche erfolgte vom idealisierten Rohr mit $A = 100\%$ in Stufen auf einen minimalen Querschnitt von 20%. Die motorischen Randbedingungen entsprechen denen im Rahmen der Bestimmung der Einbaulage. Die relativen Änderungen des Mitteldruckgewinns gegenüber der verlustfreien Anordnung sind in Bild 5.20 dargestellt, wobei Strömungsverluste vor dem eBooster mit Vordrossel tituliert wurden bzw. Nachdrossel für Verluste nach dem eBooster. Analog dem Punkt Anordnung ohne Bypassklappe fallen die Verluste bei einer Abweichung von der idealisierten Anströmung höher aus als bei einer Drosselung im Abströmungsbereich. Gravierende Einbussen ergeben sich allerdings erst bei Verschlechterung der Strömungsführung, welche einer Reduzierung der Wirkfläche an der Drosselstelle auf 66% des Ausgangswertes entspricht. Der Gradient der Gewinnabnahme steigt ab diesem Punkt progressiv. Eine Verringerung der effektiven Drosselfläche unter 50% des Ausgangswertes führt bei einer Vordrosselung zu einem progressiven Anstieg des Boosterdruckverhältnisses (Bild 5.21). Aufgrund des extremen Unterdruckes in diesen Punkten fällt der Druck nach eBooster trotz des höheren Druckverhältnisses deutlich ab. Die Berechnungen ergaben für kleine bis mittlere Änderungen der Leitungsführung abweichend vom strömungsverlustfreien Aufbau vertretbare Einbussen an Mitteldruckgewinn.

5.1.4. Variation der zeitlichen Aktuatorabläufe

Nachdem die Notwendigkeit eines Bypasssystems nachgewiesen wurde, stellt sich die Frage nach dem Einfluss des Schließelementes dieser Parallelleitung auf das System eBooster. Im Falle einer Bestromung zur Unterstützung eines Transientvorganges muss die Bypassleitung durch ein geeignetes Element verschlossen werden. Nach dem das Druckverhältnis über der Klappe auf einen Wert von eins gesunken ist, wird die Leitung wieder geöffnet. Je nach Ausführung dieses Systems ergeben sich Totzeiten bis zum komplette Verschließen der Parallelleitung. Im vorliegenden Fall wurde das Schließelement in Form einer drehbaren Klappe

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

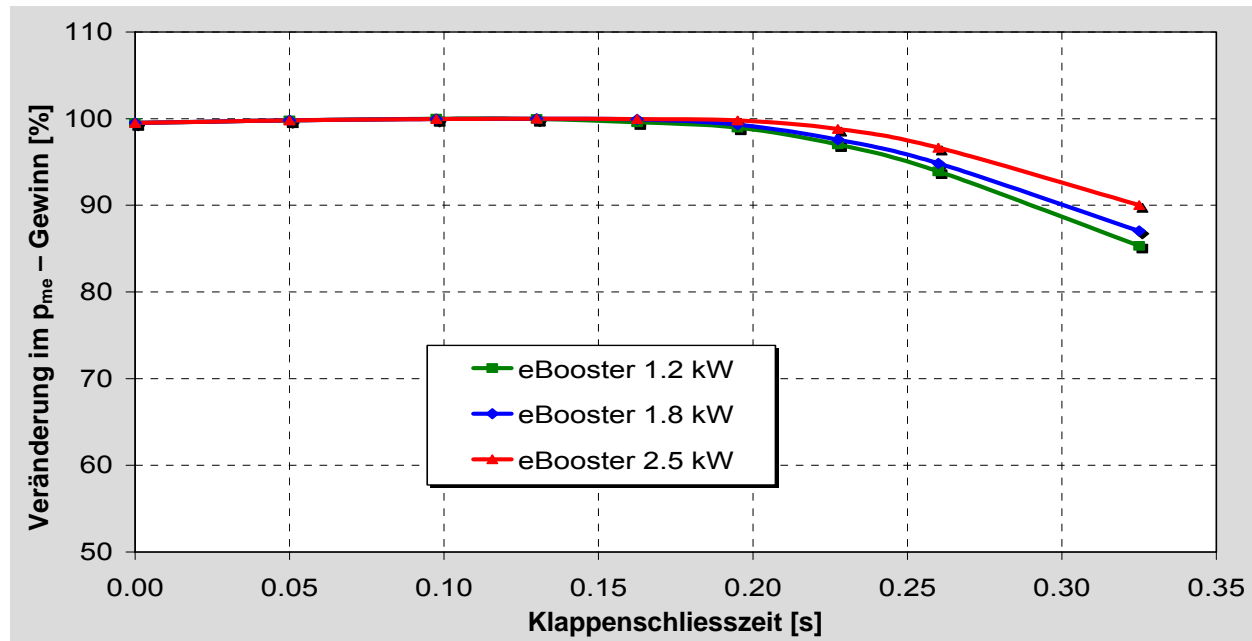


Bild 5.22: Relative Verluste des Mitteldruckgewinns als $f(\text{Klappenschließzeit})$

ähnlich einer Drosselklappe ausgeführt. Dieses System ist aufwendiger als einfachere Rückschlagklappen. Auf der anderen Seite bietet es Vorteile, nutzt man die Möglichkeit einer gezielten Abregelung des Vordruckes. Die Erkenntnisse der bisherigen Untersuchungen zeigen, dass der eBooster nicht spontan nach der Lastaufschaltung ein Druckverhältnis größer eins darstellen kann. Es ist damit zu rechnen, dass eine geringe Verzugszeit beim Schließen der Bypassklappe keinen oder nur einen geringen Einfluss auf den Druckaufbau nach dem eBooster mit sich bringt. Mit Hilfe weiterer Rechnungen wurde die maximal zulässige Verzugszeit bis zum Schließen der Klappe nach einer Lastaufschaltung ermittelt. Eine weitere nahe liegende Frage betrifft das Potential zur Steigerung des Mitteldruckgewinns durch eine erhöhte Startdrehzahl des eBoosters und der dafür benötigten elektrischen Dauerleistung. Wie vermutet wirken sich Verzugszeiten beim Schließen der Klappe erst ab einer Größenordnung von 0.25 s spürbar auf die Druckaufbaugeschwindigkeit aus. Für einen harmonischeren Übergang vom Saugmoment in den aufgeladenen Bereich erwiesen sich Verzugszeiten von 0.1 – 0.15 s sogar als vorteilhaft. Ein Verschließen der Parallelleitung vor dem Einsetzen des Druckaufbaus durch den eBooster führt durch den verringerten Gesamteintrittsquerschnitt zu einer

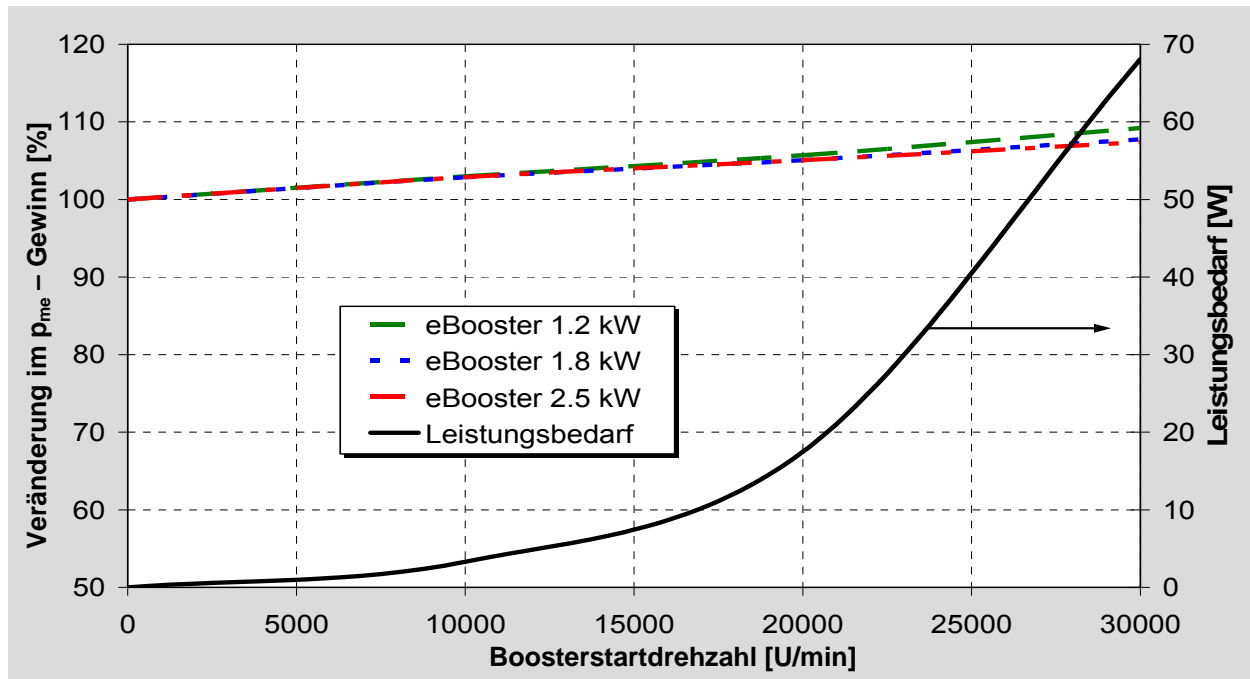


Bild 5.23: Einfluss der Boosterstartdrehzahl und der Klappenschließzeit auf den p_{me} -Gewinn

schlechteren Befüllung der gesamten Ladedruckleitung. In der Darstellung des Mitteldruckgewinns (Bild 5.22) ergeben sich für einen Bereich der Totzeit von 0 bis 0.15 s keine Unterschiede, Abweichungen ergeben sich wie erwähnt im Übergangsverhalten. Die Auswirkungen der Klappenschließzeit hängen allerdings sehr stark vom realen Hochlaufverhalten des eBoosters ab. Wird der eBooster durch eine Dauerbestromung auf einer erhöhten Ausgangsdrehzahl gehalten, verringern sich die zulässigen Totzeiten entsprechend. Die Gewinne einer erhöhten Ausgangsdrehzahl sind in Bild 5.23 abzulesen. Der Zuwachs an Mitteldruckgewinn verläuft in annähernd direkt proportional zur Erhöhung der Startdrehzahl. Absolut fällt der Zugewinn an Beschleunigungsvermögen verhältnismäßig gering aus. Tendenziell profitiert die Variante mit der geringsten Leistung stärker von einer Drehzalanhebung als leistungsstärkere Ausführungen. Für eine Maximalleistung von 1.2 kW setzt die Begrenzung bereits bei einer Boosterdrehzahl von 19000 U/min ein, wodurch ab dieser Drehzahl der theoretisch mögliche Drehzahlgradient gegenüber den leistungsstärkeren Varianten zunehmend abfällt. Mit der angehobenen Startdrehzahl verringert sich der Nachteil in der ersten

Phase des Hochlaufs. Um bei gleichen motorischen Randbedingungen den Mitteldruckgewinn um 10% zu erhöhen muss die Startdrehzahl des eBoosters bereits auf ein Niveau von 30000 U/min angehoben werden. Die dafür benötigte Dauerleistung von ca. 70 W müsste analog dem Punkt Kennfelderweiterung über den Generator bereitgestellt werden und belastet den Verbrennungsmotor zusätzlich mit rund 200 W. Aufgrund des stark progressiv ansteigenden Leistungsbedarfs kann eine Erhöhung der Startdrehzahl auf 15000 – 20000 U/min von der energetischen Seite her in Erwägung gezogen werden. Der energetische Aufwand für den Verbrennungsmotor reduziert sich für eine Drehzahlanhebung auf nur 20000 U/min auf 40 W. Es ergeben sich zwar nur geringe Verbesserungen bezüglich des reinen Beschleunigungsvermögens, andererseits kann durch die höhere Startdrehzahl die Zeit bis zur Darstellung eines Druckverhältnisses größer eins durch den eBooster verkürzt werden. Für die Bypassklappe verringert sich zwangsläufig die maximal zulässige Verzugszeit. Durch den schnelleren Aufbau eines positiven Druckverhältnisses reduziert sich diese Zeit für eine Startdrehzahl von 30000 U/min auf etwa 0.05 – 0.01 s. Die Akzeptanz einer erhöhten Ausgangsdrehzahl hängt letztendlich von der tatsächlichen Verlustleistung eines realen eBoosters im unteren Drehzahlbereich ab.

5.1.5. Übertragbarkeit der Ergebnisse zu anderen Motorengrößen

Bereits im Abschnitt 5.1.2 wurde auf die Veränderungen der maximal zu erwartenden Verbesserungen durch den Einsatz des eBoosters mit der Vergrößerung des Hubraums um ca. 10% hingewiesen. Um die verschiedenen Motorgrößen, hinsichtlich ihrer Chancen über eine elektrische Unterstützung das Transientverhalten zu verbessern, realistisch miteinander vergleichen zu können, wird ein vergleichbarer Aufladegrad vorausgesetzt. Der entscheidende Faktor für einen Erfolg des Konzepts für unterschiedliche Hubraumklassen ist die notwendige Begrenzung der maximal aus dem Bordnetz zu entnehmenden Leistung. Mit dem als realistischen Bereich von 2.5 – 3 kW Maximalleistung aus dem Bordnetz einzustufenden Wert ergeben sich völlig unterschiedliche Randbedingungen für die einzelnen Hubraumklassen. Für einen Vergleich des Potentials des eBooster soll

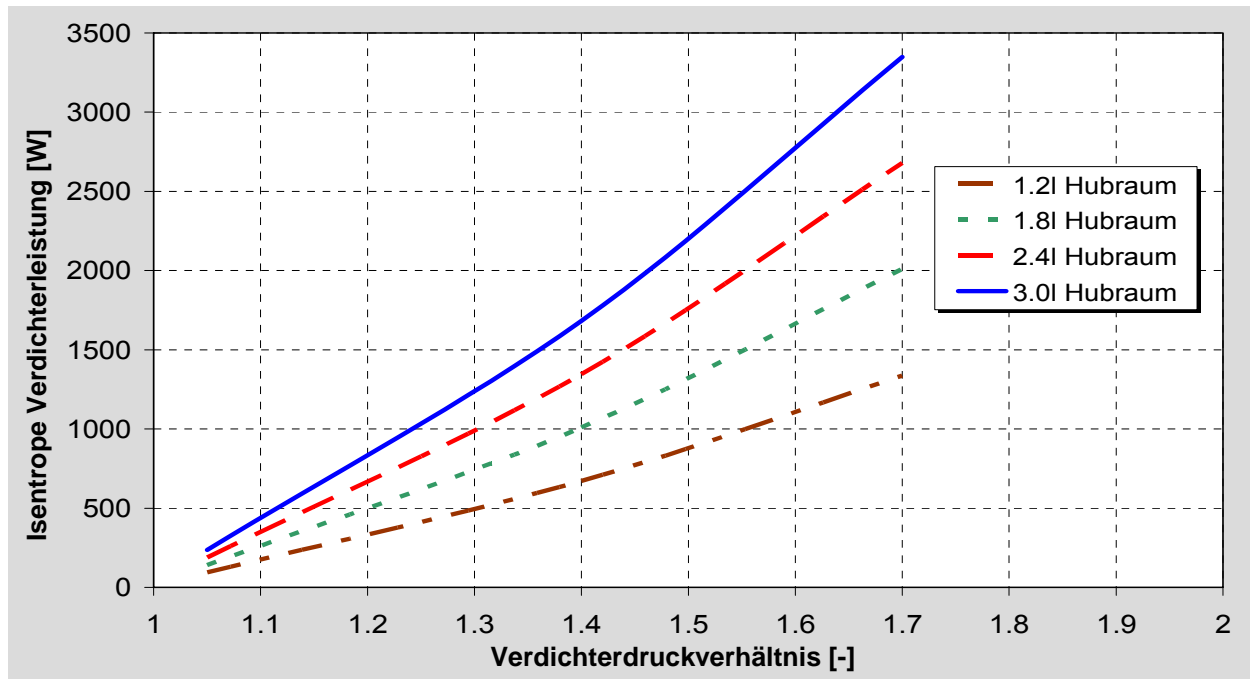


Bild 5.24: isentrope Verdichterleistung für Motordrehzahl 1750 U/min in Abhängigkeit des Hubraums und des Verdichtungsverhältnisses

dabei eine Motordrehzahl von 1750 U/min herangezogen werden. Bei einem Saugrohrdruck von 1.7 bar absolut ergibt sich eine Spanne für die dafür notwendige isentrope Verdichterleistung von etwa 1.3 kW bei 1.2l Hubraum bis etwa 3.3 kW bei 3l Hubraum. In Bild 5.24 ist die isentrope Verdichterleistung in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses für 4 verschiedene Hubräume bei der genannten Motordrehzahl von 1750 U/min aufgetragen. Wird die Wirkungsgradkette mit den Anteilen isentroper Verdichterwirkungsgrad, mechanischer eBoosterwirkungsgrad sowie dem elektrischen Wirkungsgrad einberechnet, ergibt sich beispielsweise für einen Motor mit einem Hubraum von 3l ein nur geringes Potential zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens. Die Hochlaufzeit wird mit der für größere Hubräumen notwendigen Erhöhung der Verdichtergröße (und damit verbunden einer Erhöhung des Massenträgheitsmomentes des Verdichterrades) zusätzlich ansteigen, so dass sich für diese Motorengröße letztendlich der Einsatz eines eBoosters nicht mehr rentiert. Die Möglichkeiten beschränken sich hier auf eine Verbesserung des Übergangsverhaltens vom Saugmoment in den aufgeladenen Bereich. Hingegen ergeben sich bei einem Hubraum von 1.2l erheblich größere Gewinnmöglichkeiten.

Die notwendige Verdichterleistung kann vollständig vom eBooster abgedeckt werden. Durch die geringere Leistungsaufnahme der Strömungsmaschine wird sich zudem die Hochlaufzeit des eBoosters gegenüber dem Einsatz bei hubraumgrößerem Motoren verringern, verbleibt doch hier mehr Leistung für die Beschleunigung des Elektromotors. Wird bei diesen Motorengrößen der Aufladegrad entsprechend des Downsizinggedankens erhöht, verringern sich die Vorteile gegenüber dem hubraumgrößerem Vergleichsmotor. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Motorengrößen befinden sich etwa im letzten Drittel des Hubraumbereiches, indem sich mit der elektrischen Unterstützung noch deutliche Vorteile im dynamischen Betrieb erzielen lassen. Resümierend kann folgende Feststellung getroffen werden: Der Einsatz eines leistungsbegrenzten eBoosters (maximal 2.5 kW aus dem Bordnetz) bietet sich vorrangig für Motoren der Hubraumklassen unterhalb etwa 2.2l bis 2.3l an.

5.1.6. Diskussion der Ergebnisse am realen Motor

Für eine konkrete Aussage über die Möglichkeiten eines eBoostersystems sind letztendlich Ergebnisse am realen Motor mit einem ausgeführten System notwendig. In den ausgeführten eBooster flossen bereits die Erkenntnisse in Bezug auf die Dimensionierung der Verdichtergröße mit ein. Die Ausführung erfolgte demzufolge mit einem Verdichter der Größe K04 2075 ECD in Verbindung mit einem Elektromotor mit einem polaren Massenträgheitsmoment von $1.8e-5 \text{ kgm}^2$. Das maximale Moment des Elektromotors lag bei 0.6 Nm. Erste Versuche mit einem früheren Prototyp zeigten eine ausgeprägte Abhängigkeit des Ergebnisses von der Höhe der Versorgungsspannung. Um den Einfluss quantifizieren zu können, wurden die Versuche mit einer Versorgungsspannung von 36V und 48V durchgeführt. Für die Variante mit der höheren Spannung wurde die Variation der während der Simulationsphase untersuchten Parameter Einbaulage, Startdrehzahl und Klappenschließzeit vorgenommen. Die ausgewählten Betriebspunkte des Verbrennungsmotors umfassten 7 Stationärdrehzahlen im Bereich von 1000 – 2400 U/min sowie eine praxisnahe Fahrzeugbeschleunigung im 5. Gang von

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

60 auf 100 km/h. Der eBooster wurde elektronisch in seiner maximalen Drehzahl auf einen Wert von ungefähr 85000 U/min begrenzt. Der Vergleich der Hochlaufzeiten des eBooster in Abhängigkeit der Versorgungsspannung (Bild 5.26) zeigt eine unerwartet ausgeprägte Abhängigkeit. Bei dem Versuchsträger handelte es sich um kein leistungsbegrenztes Exemplar welches unabhängig von der Versorgungsspannung den E-Motor immer mit demselben Ankerstrom über der Drehzahl versorgt. So führt eine Erhöhung der Spannung automatisch zu einer Erhöhung der eingespeisten Leistung, wie es in Bild 5.26 ersichtlich wird. Die Motorversuche wurden ausschließlich mit der Version mit 48V – Versorgungsspannung eingefahren, mit der Zielstellung für die ersten praktischen Versuche das maximale Potential des realen eBoosters abzuschätzen. Bereits an dieser Stelle wurde ein wesentlicher Unterschied zu den Annahmen für das Simulationsmodell ersichtlich. Im Modell wurde mit einer vom Hersteller des eBoosters zur Verfügung gestellten stationär ermittelten Kennlinie für das Wirkungsgradverhalten (Bild 5.25) des E-Motors gearbeitet. Die Messungen am Prüfstand deckten eine teilweise beträchtliche Abweichung von diesen Werten, speziell im dynamischen Betrieb auf. Zu den Auswirkungen wird im Rahmen der Diskussion der Ergebnisse am Ende

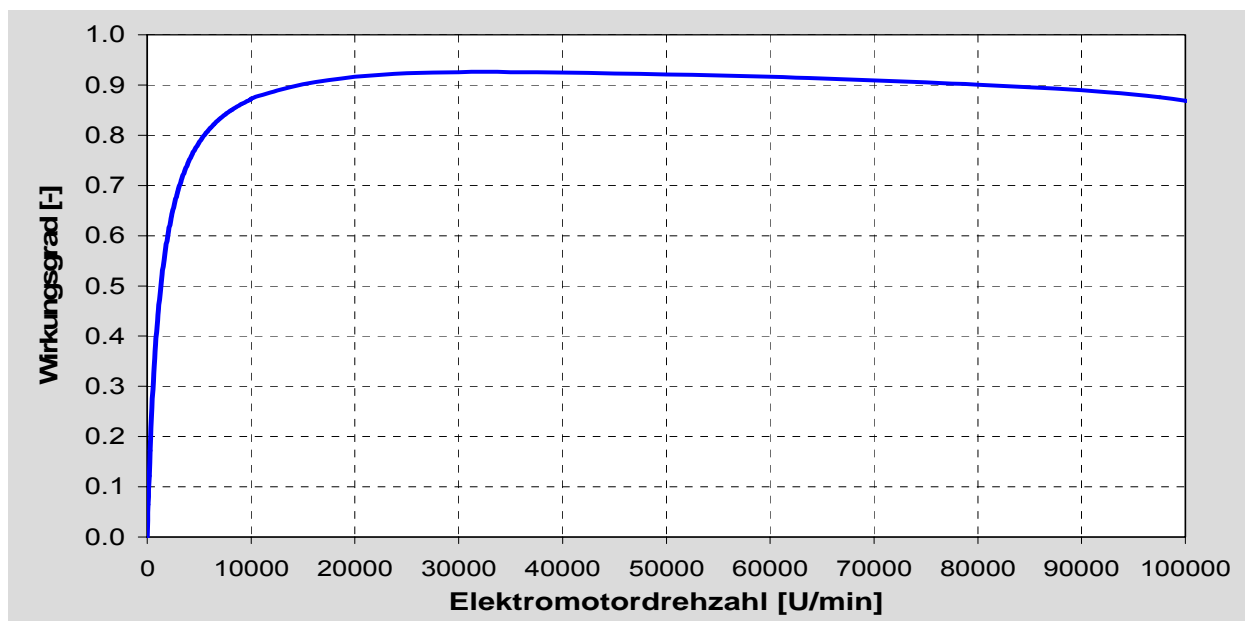


Bild 5.25: Vorgegebener Wirkungsgradverlauf des Elektromotors für die Simulation

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

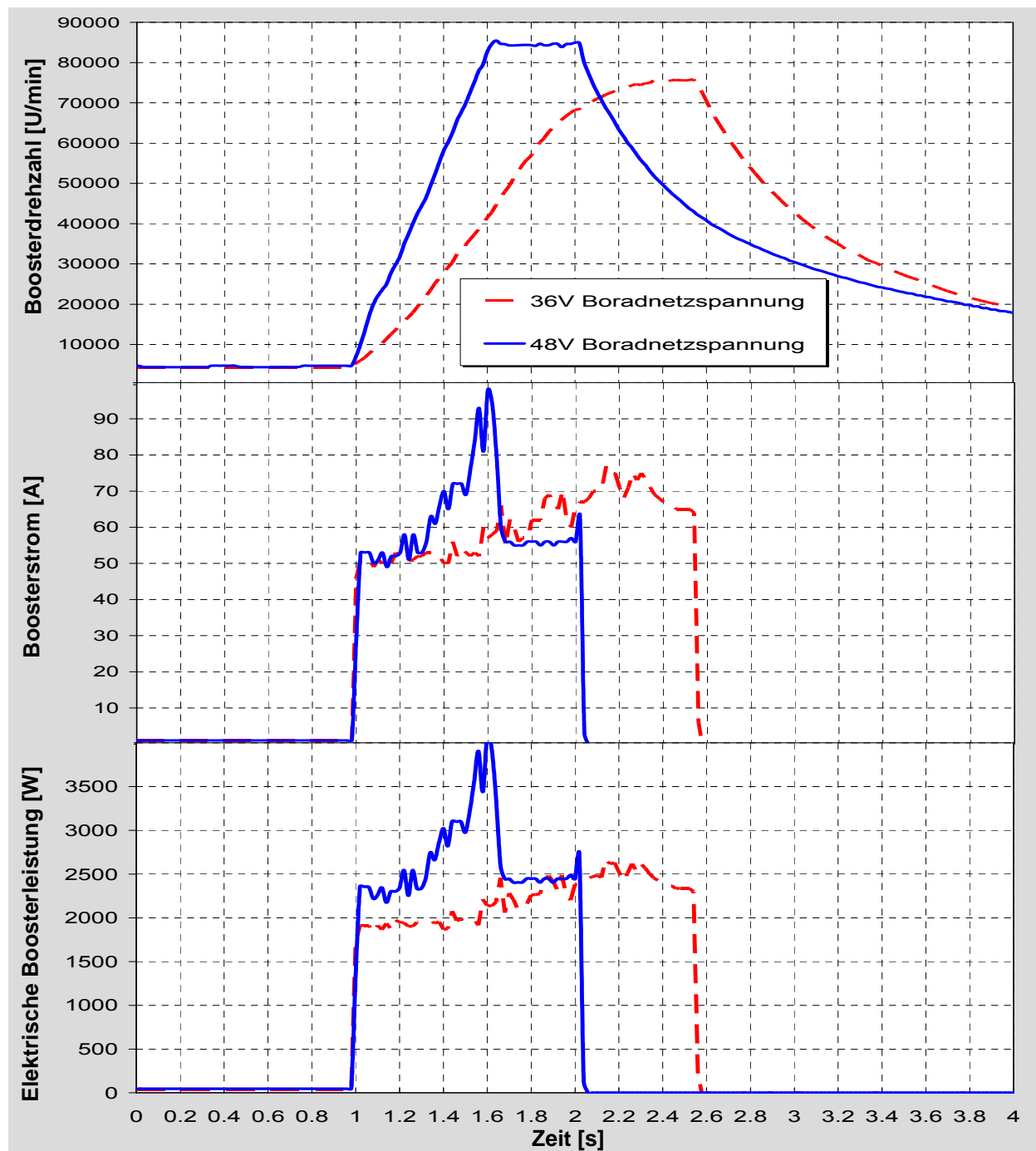


Bild 5.26: Einfluss der Versorgungsspannung auf den Hochlauf des eBoosters

dieses Unterpunktes noch näher eingegangen. Mit den genannten Randbedingungen ergaben sich die erwarteten deutlichen Verbesserungen in der Dynamik des Mitteldruckaufbaus. Der eBooster benötigte nahezu unabhängig vom Motorbetriebspunkt zwischen 0.6 s und 0.75 s bis zum Erreichen seiner zulässigen

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Maximaldrehzahl, wobei ebenfalls nur leicht mit der Motordrehzahl sinkend, ein maximales Druckverhältnis von 1.26 – 1.28 über dem Booster dargestellt wird. Nur bei Drehzahlen über 2200 U/min fällt erwartungsgemäß das Druckverhältnis auf Werte gleich oder kleiner 1.2. Das in Kapitel 3.1 formulierte Ziel bezüglich der Quantität der Verbesserung, Erreichen eines Mitteldrucks von 16.5 bar in einer Zeit von kleiner 1 s, kann ab einer Motordrehzahl von 1900 U/min erfüllt werden. Unterhalb dieser Drehzahl reicht die verfügbare Unterstützung zur Umsetzung dieser Forderung nicht aus. Generell zeigt sich, dass die Unterstützung in ihrer Wirkung für die Drehzahlen unterschiedlich ausfällt. Bei einer Motordrehzahl von 1200 U/min (Bild 5.27) erreicht der Primärverdichter zum Zeitpunkt des Abschaltens des eBoosters nur ein marginales Druckverhältnis von 1.04. Für diesen Drehzahlbereich reicht die Erhöhung der Abgasenthalpie über die Erhöhung des Saugrohrdrucks mittels eBooster nicht aus, um den Turbolader in der kurzen Zeit auf seine stationäre Drehzahl zu beschleunigen. Andererseits erweist sich hierfür eine Eigenschaft des eBoosterkonzeptes gegenüber einem euATL als hilfreich. Die Leistung, welche zur Erhöhung der kinetischen Energie des eBoosters zum Beginn der Beschleunigungsphase in das System geflossen ist, kann nach dessen Abschaltung teilweise zurück gewonnen werden. Während des eBooster nach seiner Abschaltung durch die Summe der Momente, Verdichtungsmoment sowie mechanisches Verlustmoment, abgebremst wird, liefert er bis zu einer Drehzahl von etwa 20000 U/min nach wie vor ein Druckverhältnis größer eins (Bild 5.27). Die Abschaltung des eBoosters erfolgte nach einer Zeit von 0.6 s nach Lastaufschaltung, wobei bei diesen Untersuchungen die Zielstellung für den unteren Motordrehzahlbereich auf Begrenzen der Unterstützungsdauer bis zum Erreichen der stationären Werte formuliert wurde. Eine Erweiterung des Kennfeldes gemäß Bild 5.10 mittels des eBoosters wurde nicht angestrebt. Aus Bild 5.27 wird zudem ersichtlich, dass wie angedeutet der Turboladerdrehzahlgradient mit Unterstützung nur geringfügig ansteigt (von 40000 U/min/s auf 48000 U/min/s). Mit Hilfe des eBoosters wird der stationäre Mitteldruck nach 0.5 s erreicht während der Basismotor dafür 3 s benötigt. Es bestätigten sich die Aussagen der Simulation, dass in diesem Drehzahlbereich der eBooster nahezu die gesamte Verdichtungsleistung in der ersten Sekunde nach

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

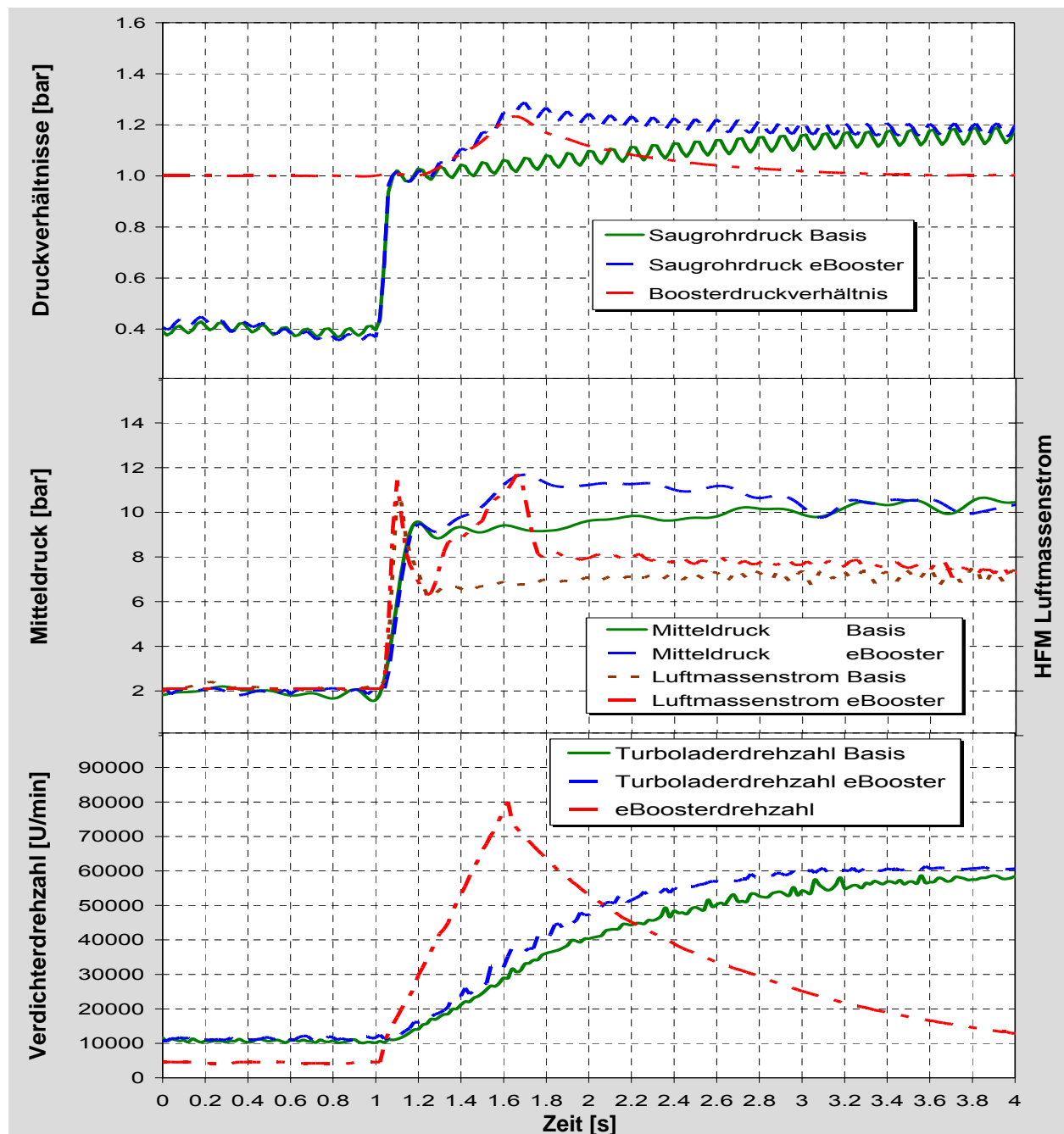


Bild 5.27: Lastaufschaltung bei 1200 U/min – Vergleich Basis und eBooster

der Lastaufschaltung übernehmen muss. Vergleicht man die Ergebnisse für eine Motordrehzahl von 2000 U/min (Bild 5.28) ergeben sich andere Verläufe. Die Hochlaufzeit des eBoosters fällt zeitlich vergleichbar mit der bei 1200 U/min aus. Im Gegensatz zur niedrigeren Motordrehzahl wird über den schnelleren Saugrohrdruckaufbau das Leistungsangebot vor der Turbine soweit erhöht, dass ein,

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

im Vergleich zur Basis, deutlich beschleunigter Drehzahlanstieg zu verzeichnen ist. Zum Zeitpunkt des Abschaltens des eBoosters ist das Druckverhältnis des Primärverdichters auf 1.36 im Vergleich zu 1.25 beim Basismotor gestiegen. Durch die Unterstützung steigt der maximale Drehzahlgradient des Turboladers von 88000 U/min/s auf 105000 U/min/s an. Die Zielstellung, das Erreichen eines Mitteldruck von 16.5 bar in einer Zeit unter 1 s, wird mit einem Wert von 0.92 s verwirklicht. Auffällig ist bei allen untersuchten Betriebspunkten, dass die Totzeit bis zum Darstellen eines Druckverhältnisses größer eins durch den eBooster nochmals ausgeprägter ausfällt, als es in der Simulation bereits zu beobachten war. Ein Blick auf den Verlauf des Motorluftmassenstromes zeigt ein verspätetes Einsetzen der Förderung einer Zusatzluftmenge durch den eBooster. Erst nach einer Zeitspanne von 0.28 s hebt die Kurve des Massenstromes der unterstützten Luftmasse von der des Basismotors ab. Durch die in der ersten Phase der Beschleunigung daraus resultierende geringere Verdichtungsarbeit des eBoosters im Vergleich zu den Simulationsergebnissen verläuft der Anstieg der eBoosterdrehzahl anders. Während in der Simulation der Gradient ab einer Zeitspanne von 0.4 s nach Lastaufschaltung zunehmend abfällt, beschleunigt der reale eBooster bis zum Erreichen der Begrenzungsdrehzahl mit nahezu konstantem Gradienten. Es ist augenscheinlich, dass der Verdichter des Boosters bei starker Beschleunigung eine andere Fördercharakteristik als im stationären Fall aufweist. Entsprechend dem Kennfeld des Verdichters müsste die Darstellung eines Druckverhältnisses etwa 80 ms früher einsetzen. Es konnte letztendlich nicht eindeutig geklärt werden wodurch diese Abweichung ausgelöst wird. Auf den Zeitpunkt des Erreichens des Zielmomentes hat dieses Phänomen eher einen geringeren Einfluss, weit stärker wird sich der verzögerte Saugrohrdruckaufbau subjektiv im Fahrzeug bemerkbar machen. Für die Fahrzeugbeschleunigung im 5.Gang von 60 auf 100 km/h ergab sich mit der Unterstützung via eBooster letztendlich eine Steigerung des Beschleunigungsvermögens um 15%. Dieser Wert für den Beschleunigungsgewinn entspricht bis auf wenige Zehntel Abweichung dem Wert aus der Vorauslegung, wodurch erwiesen ist, dass für die Definition des Mitteldruckgewinns die zur

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

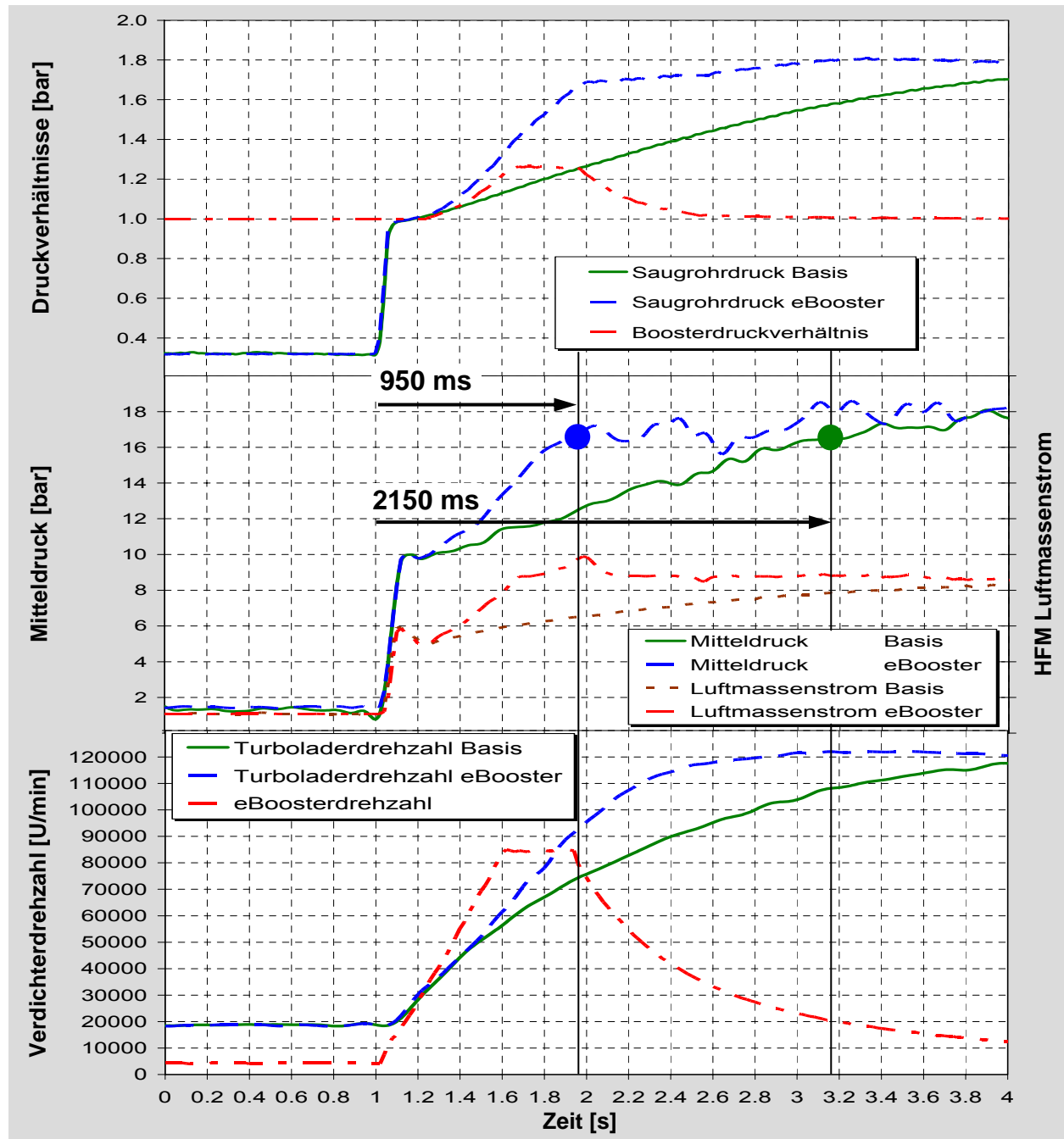


Bild 5.28: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und eBooster

Verfügung stehende Leistung ungleich entscheidender ist als das Anlaufverhalten des eBoosters. Die Variation der bereits während der Simulationsphase untersuchten Parameter Startdrehzahl und Klappenschließzeit wurde am Prüfstand um eine Darstellung der Auswirkungen einer Strombegrenzung sowie einer Reduzierung der Maximaldrehzahl erweitert (Bild 5.29). Durch den verschleppten Druckaufbau des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

eBoosters in der ersten Phase nach Lastaufschaltung ergab sich für die optimale Klappenschließzeit ein verständlicherweise geringfügig höherer Wert von rund 0.2 s, wobei die Unterschiede im Saugrohrdruckaufbau sehr gering ausfielen. Wird der maximale Strom auf einen Wert von 70 A begrenzt, ergeben sich Unterschiede im zweiten Abschnitt des Beschleunigungszeitraumes. Um von einer Drehzahl linear weiter zu beschleunigen ist ein Stromanstieg auf annähernd 100 A notwendig. Durch die Begrenzung fällt der Gradient vom Zeitpunkt der Begrenzung des Stromes progressiv ab, wodurch die maximale Drehzahl bei 81000 U/min verharret. Die zeitliche Verschiebung des Mitteldruckzielpunktes um 50 ms wird im Fahrzeug kaum spürbar sein. Eine Begrenzung der Maximaldrehzahl auf die hier gewählten 76000 U/min verlängert die Unterstützungsdauer noch einmal um 50 ms wodurch sich gegenüber dem unbegrenzten eBooster bereits eine Verlängerung von 100 ms ergeben. Die Leistungsverläufe weisen für den unbegrenzten, trotz einer deutlich höheren Maximalleistung (4.2 kW zu 3 kW) den geringsten integralen Stromverbrauch auf (2480 Ws). Wenn aus mechanischen Gründen keine Drehzahlbegrenzung notwendig wird, sollte auf eine Reduzierung der Drehzahl verzichtet werden. Es ergeben sich Einbußen gegenüber dem unbegrenzten eBooster trotz eines höheren Energieverbrauchs. Beide begrenzten Varianten benötigen etwa dieselbe Energie für den gesamten Vorgang (2610 Ws für Strombegrenzung zu 2595 Ws für Drehzahlbegrenzung). Die Messungen für die Aussage über die Auswirkungen einer Begrenzung von Boosterrelevanten Größen wurden allerdings dadurch erschwert, dass der Leistungsregler in seiner Stromzufuhr zum Booster nachhaltig streute. Speziell für den Anstieg in der letzten Phase der Beschleunigung für die maximale Ströme benötigt wurden, ergaben sich mitunter unerwünscht ungleichmäßige Verläufe.

Der letzte Punkt in den Prüfstandsmessungen befasste sich mit einer Verifizierung der Simulationsergebnisse bezüglich des Einflusses der Einbaulage. Mit dem Umbau auf die Niederdruckseite des Primärverdichters erhöhte sich das Totvolumen bis zum Saugrohr um 3l. Analog der Auswertung unter Punkt 5.1.3. (Lageeinfluss) ergaben sich nur marginale Differenzen im Hochlaufverhalten sowie dem Saugrohrdruckaufbau. Die Position vor oder hinter dem Primärverdichter hatte

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

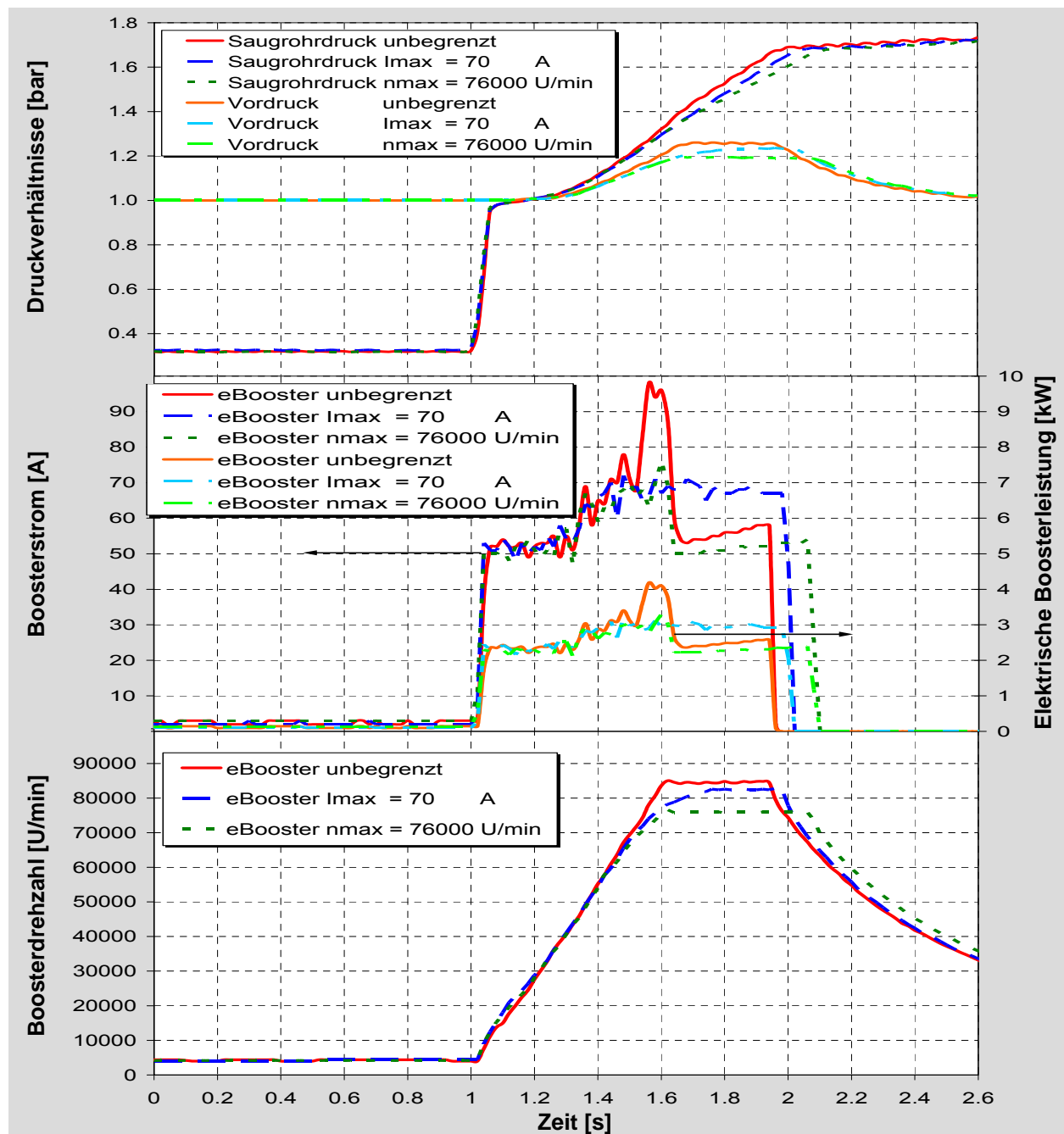


Bild 5.29: Einflüsse von Begrenzungen des eBoosters - Lastsprung bei 2000 U/min

nachweislich keinen Einfluss auf das Ergebnis und die Verringerung des Totvolumens fällt zu gering aus, um sich deutlich bemerkbar zu machen. Abschließend ist eine Bewertung des energetischen Aufwandes im Verhältnis zum Ergebnis unumgänglich. Die Ergebnisse mit dem eBooster weisen auch am Prüfstand ein deutliches Potential zur Verbesserung des Transientverhaltens nach.

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

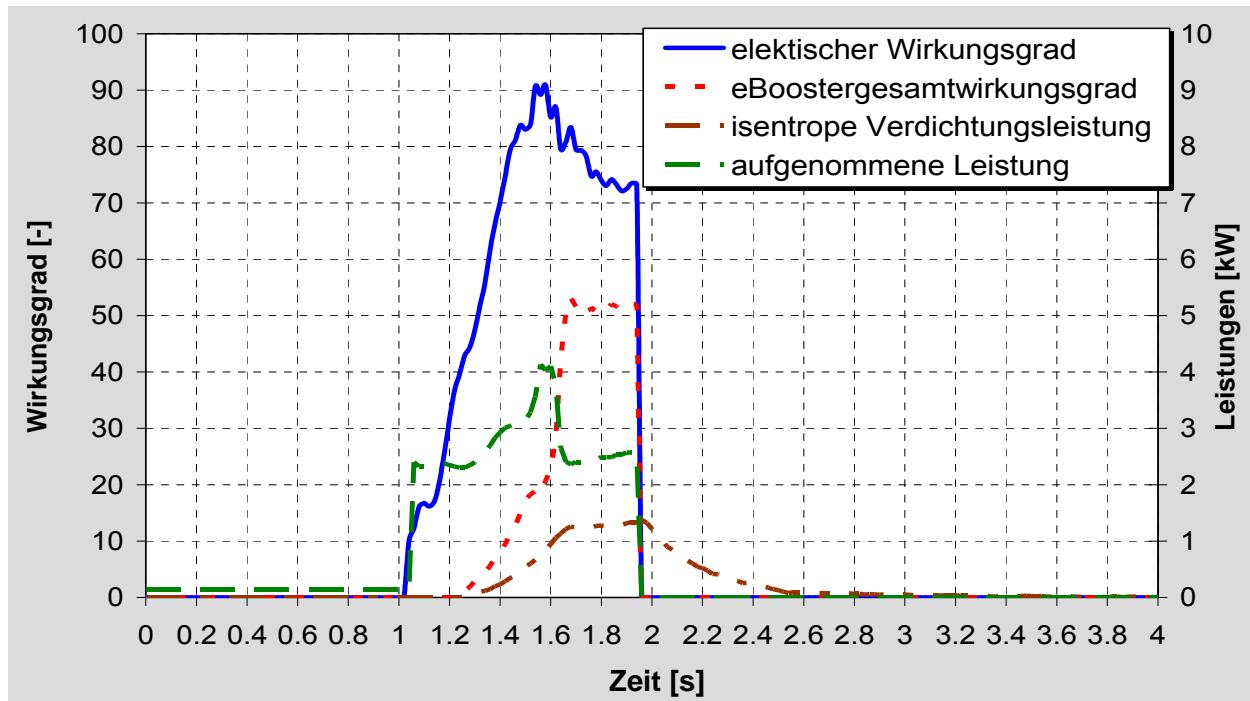


Bild 5.30: Wirkungsgrade und Leistungen des eBoostersystems

Möglich war dies allerdings nur mit einer erhöhten Leistungseinspeisung aus dem Versorgungsnetz. Aufgrund der dennoch guten Übereinstimmung bezüglich der Verkürzung der Hochlaufzeit zwischen den Simulationsergebnissen und dem Prüfstand, ist eine Analyse des Wirkungsgrades des Systems eBooster notwendig. Im Gegensatz zu den realen Prüfstandmessungen war im Rechenmodell für die Darstellung der Ergebnisse ein erheblich geringerer Energiebedarf notwendig. In Bild 5.30 ist sowohl der elektrische Wirkungsgrad als auch der eBoostergesamt Wirkungsgrad während der Unterstützungsphase aufgetragen. Die Verläufe für die elektrischen Parameter können, aufgrund der mangelnden Möglichkeit sie direkt zu messen, nur als Annäherung gesehen werden (die abgegebene Leistung wurde ermittelt aus dem Beschleunigungsmoment für den Booster und der Verdichtungsarbeit). Unabhängig davon ergibt sich für den ersten Abschnitt der eBooster Beschleunigung ein nachweislich sehr schlechter elektrischer Wirkungsgrad. Erst nach einer Zeitspanne von 300 ms steigt er über einen Wert von 50%. Durch die ungenügende Ausnutzung der verfügbaren Energie fällt der Drehzahlgradient geringer aus als erwartet. Zu dem geringen elektrischen

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Wirkungsgrad kommt die angesprochene Verzugszeit der Strömungsmaschine bis zum Einsetzen des Druckaufbaus hinzu. Dadurch resultiert in den ersten 250 ms ein auf die tatsächliche isentrope Verdichtungsleistung bezogener Gesamtwirkungsgrad des Systems von 0%. Anders ausgedrückt fließt in diesen ersten 250 ms eine Arbeit von 0.5 kJ in das System ohne das damit eine verwertbare Wirkung in Form eines Anstieges des Saugrohrdruckes über den Wert des Basismotors einhergeht. Im weiteren Verlauf steigt der Gesamtwirkungsgrad progressiv an, erreicht jedoch nur einen maximalen Wert von 52%. Der elektrische Wirkungsgrad erreicht in der Phase der höchsten Ströme seinen maximalen Wert von knapp 90%. Solange sich dieser gute Wirkungsgrad nur in einer kurzen Phase der Bestromung des eBoosters einstellt, fällt die Energiebilanz für das System unbefriedigend aus. Die Auswirkungen bei einem Übergang auf eine niedrigere Versorgungsspannung wurden zu Beginn dieses Abschnittes bereits diskutiert. Bei der zu erwartenden Leistungsbegrenzung auf maximal 2.5 – 3 kW aus dem Bordnetz ist eine effizientere Ausnutzung des vorhandenen Energieangebots dringend erforderlich. Für den Übergang auf einen hochaufgeladenen Motor (Mitteldruck über 20 bar) ist eine maximale Umsetzung der verfügbaren Leistung aus dem Bordnetz die elementare Grundforderung. Neben allen Optimierungsmaßnahmen am System liegt die Hauptarbeit im transienten Wirkungsgradverhalten des Elektromotors.

5.2. Mechanischer Zusatzverdichter

5.2.1. Auswahl und Auslegung des geeigneten Laders

Die Idee einer Kombination von Abgasturboladern mit in Reihe geschalteten mechanischen Ladern ist wie bereits erwähnt nicht neu (Bild 5.31). Bisher gingen die Auslegungen immer von einer Teilung der Arbeit über das Drehzahlband auf die beiden Aufladeeinheiten aus. Im unteren Drehzahlbereich liefert der mechanische Lader fast ausschließlich die Verdichtungsarbeit, im mittleren Drehzahlbereich teilt sich das Gesamtenthalpiegefälle auf beide Stufen auf, während bei Nenndrehzahl nur mehr der Turbolader die Verdichtungsarbeit bereitstellt. Die Idee einen mechanischen Lader als Zusatzverdichter einzusetzen, ist zum Teil ein Ergebnis der Vorauslegungen für den eBooster gewesen. Die Rechnungen hatten gezeigt, dass ein Radialverdichter für die spezifischen Ansprüche der Unterstützung vorrangig im dynamischen Bereich von seiner Fördercharakteristik eigentlich ungeeignet ist. Um

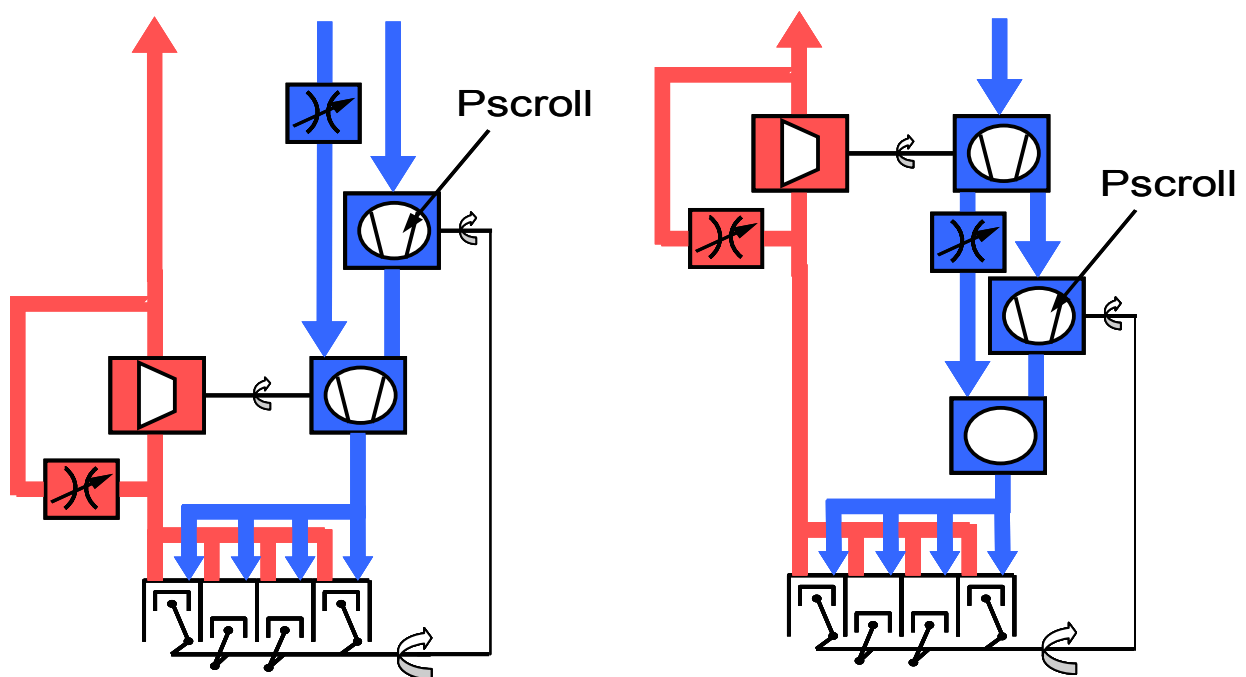


Bild 5.31: Schema eines ATL-Motors mit mechanischem Zusatzverdichter
Lader vor ATL
Lader nach ATL

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

eine schnelle Befüllung der gesamten Druckleitungen zu erreichen, bedarf es einer Strömungsmaschine, die vorrangig und spontan Volumen fördert. Ein Radialverdichter mit seiner über der Drehzahl im Quadrat ansteigenden Fördermenge wird es unabhängig von der Verdichtergröße schwer haben, sofort nach der Lastaufschaltung ein positives Druckverhältnis darzustellen. Ein mechanischer Lader nach dem Verdrängerprinzip eignet sich hierfür wesentlich besser. Die fast senkrechten Förderlinien, nur mit steigendem Druckverhältnis leicht fallend, erfordern nur eine entsprechende Anpassung der Übersetzung um einen spontan einsetzenden Zusatzvolumenstrom darzustellen. Die ersten Überlegungen über den Einsatz eines Verdrängerladers beinhalteten eine Kopplung mit dem bekannten Elektromotor. Die Möglichkeit einen optimalen Verdichter mit den Freiheiten eines von der Motordrehzahl unabhängigen Antriebs zu verbinden, sollte rechnerisch untersucht werden. Es zeigte sich allerdings schnell, dass die Auslegung des Elektromotors völlig geändert werden müsste, um den Anforderungen gerecht zu werden. Wollte man den Elektromotor, welcher im Abschnitt 5.1 zum Einsatz kam, mit einem mechanischen Lader betreiben, ist eine Anpassung der unterschiedlichen Drehzahl-niveaus über ein geeignetes Planetengetriebe zwingend erforderlich. Die Verlängerung der Wirkungsgradkette (Elektrischer WG, WG des Getriebes, WG des Laders) in Verbindung mit dem zu erwartenden konstruktiven Aufwand stufte dieses Vorhaben sehr schnell als ungeeignet ein. Die Begrenzungen der verfügbaren Leistung aus dem elektrischen Bordnetz waren ein weiterer Grund einen alternativen Weg des Energieflusses zu untersuchen. Der letztendlich effizienteste Weg einen mechanischen Lader zu betreiben ist und bleibt der Antrieb direkt über eine Verbindung mit der Kurbelwelle. Es stellte sich die Frage, welches Prinzip eines mechanischen Laders für die geplante Anwendung am besten geeignet ist. Dafür soll das prinzipielle Anliegen der Arbeit noch einmal kurz genannt werden. Es ist das Ziel, in erster Linie die Verzugszeit bis zum Erreichen der stationär ohne Unterstützung erreichten Volllastwerte nachhaltig zu verkürzen. Dabei soll das gewählte Zusatzaggregat im unteren Lastbereich keinerlei störende Auswirkungen auf die Kennwerte des Motors zur Folge haben, und im oberen Lastbereich nur bei Bedarf das Kennfeld erweitern. Aus dieser Grundforderung resultiert die

 Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren



Bild 5.32: Verschiedene Typen mechanischer Lader für ein $V_{max} = 200 \text{ l/s}$

Rootsgebläse

$$J \approx 0.5e^{-1} \text{ kgm}^2$$

Schraubenlader

$$J \approx 1.1e^{-1} \text{ kgm}^2$$

Spirallader

$$J \approx 0.011e^{-1} \text{ kgm}^2$$

Schlussfolgerung, dass der mechanische Lader nur während einer Unterstützung nach einer Lastaufschaltung zugeschaltet sein darf. Für die Wahl des Verdichters ist sein polares Massenträgheitsmoment folgerichtig entscheidend. Im Falle eines dynamischen Vorganges muss der Lader aus dem Stand in einer Zeit von maximal 0.1 s auf die Festkuppeldrehzahl beschleunigt werden. Die für diesen Vorgang ausgewählte elektromagnetische Kupplung weist ein dafür notwendiges Verhalten, unabhängig der zu überbrückenden Drehzahlspanne auf. Die Rutschphase bis zu vollständigen Drehzahlanpassung währt konstant etwa um 0.06 s – 0.08 s. In Bild 5.32 sind die Trägheitsmomente verschiedener prinzipiell zur Auswahl stehender Verdrängerlader in der notwendigen Größenordnung abgebildet. Es zeigt sich, dass Roots-lader oder Schraubenlader mit ihrem Trägheitsmoment nicht als zuschaltfähiges System in Frage kommen. Je nach Übersetzung ergeben sich untragbare Momentenstöße beim Zuschalten des Laders. Da für einen Zusatzlader nur ein begrenzter Bauraum eingeräumt wird, lässt sich eine Erhöhung des Fördervolumens über eine Vergrößerung des Laders nur bedingt darstellen. Die Übersetzung wird einen minimalen Wert nicht unterschreiten können, ohne Abstriche bei der Verbesserung des dynamischen Betriebsverhaltens in Kauf zu nehmen. Der einzig mögliche mechanische Lader, der für diese spezifische Anwendung herangezogen werden kann ist ein Spirallader. Mit seinem deutlich geringeren Massenträgheitsmoment gegenüber den beiden anderen Vertretern fällt das zu erwartende Einschaltmoment spürbar geringer aus. Der für die Untersuchungen

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

verwendete Spirallader von der Firma CRT aus Schaffhausen (Schweiz) zur Verfügung gestellt [18], im weiteren Verlauf wird der Spirallader nach Angaben des Herstellers Pscroll genannt. Für den Lader wurde ein maximaler Volumenstrom von 80 l/s bei einer Enddrehzahl von 11500 U/min genannt. Das polare Massenträgheitsmoment fällt mit einem Wert von $5.8e-4 \text{ kgm}^2$ für einen mechanischen Lader sehr gering aus. Es galt für diesen bereits existierenden Pscroll die notwendige Übersetzung auszulegen. Dafür wurden Berechnungen durchgeführt, welche den Zugewinn an Mitteldruck in Abhängigkeit eines Zusatzdruckverhältnisses ermittelten. Das Vordruckverhältnis wurde in mehreren Stufen von 1.0 bis 1.6 variiert (Bild 5.33), wobei diese Druckverhältnis ohne Verzug nach der Lastaufschaltung zur Verfügung steht. Es ist ersichtlich, dass für eine Reduzierung des Zeitverzuges bis zum Erreichen des Zielmomentes unter einen Wert von 1 s, das notwendige Vordruckverhältnis progressiv ansteigt. Eine Reduzierung des Verzugszeit auf einen Wert ähnlich einem hubraumgrößeren und leistungsgleichen Saugmotor ist selbst mit einer noch so hohen Übersetzung nahezu unmöglich. Das Druckverhältnis selbst wäre mit einer entsprechenden Übersetzung durchaus darstellbar, im Gegensatz zur elektrischen Unterstützung besteht ein wesentlicher Nachteil des über die Kurbelwelle angetriebenen mechanischen Laders darin, dass seine Antriebsleistung auch im transienten Fall vom

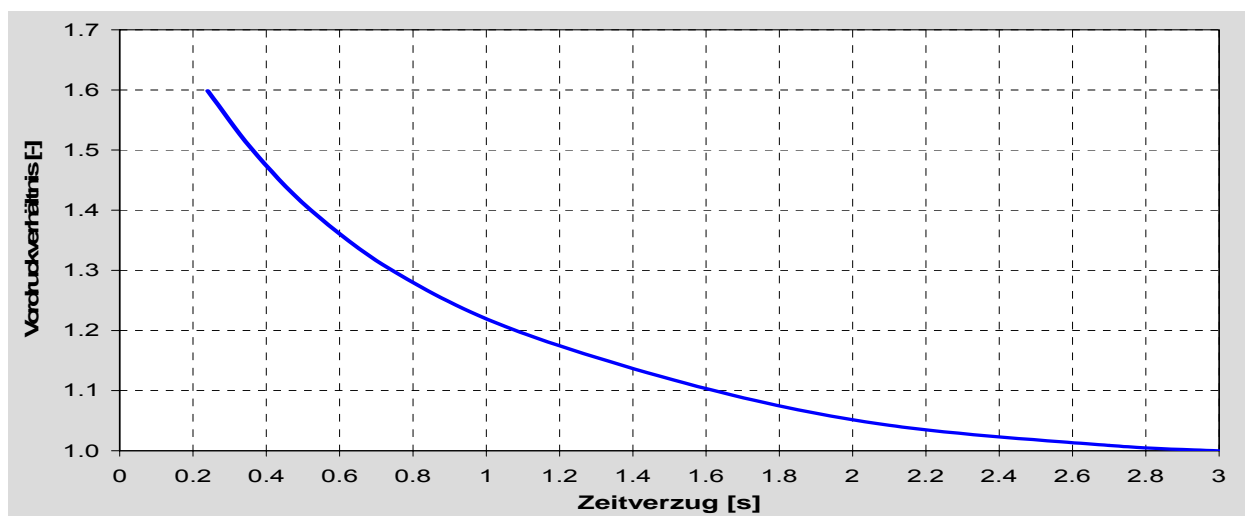


Bild 5.33: Zusammenhang von Vordruckverhältnis und Zeitverzug bis zum Erreichen des Zielmomentes für Beschleunigung 5.Gang von 60 auf 100 km/h

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Verbrennungsmotor selbst getragen werden muss. Die Erhöhung der Übersetzung zur Darstellung eines Druckverhältnisses von 1.7 und mehr würde die vom Verbrennungsmotor aufzubringende Antriebsleistung ebenfalls progressiv ansteigen lassen. Als Kernziel wurde wiederum das Erreichen eines effektiv verfügbaren Mitteldrucks 16.5 bar in einer Zeit kleiner einer Sekunde definiert. Der deshalb als realisierbar einzustufende Zeitverzug liegt zwischen 0.5 und 0.6 s. Um etwa diesen Mitteldruck von 16.5 bar nach einer halbe Sekunde zu erreichen, muss eine Übersetzung gewählt werden mit deren Hilfe ein Druckverhältnis von größer 1.4 dargestellt werden kann. In der Realität weicht zudem das Druckverhältnis über der Zeit vom angenommenen Rechteckverlauf (Zusatzdruckverhältnis spontan nach Lastaufschaltung verfügbar) selbst bei einem mechanischen Lader ab. Die Zielstellung besteht darin, die Übersetzung so zu wählen, dass der Verlauf des Druckverhältnisses über der Zeit dem idealen Rechteckverlauf angenähert wird. Der zeitliche Verlauf des Saugrohrdruckes nach der Zuschaltung eines mechanischen Laders für eine konstante Drehzahl lässt sich grob in zwei Bereiche einteilen (Bild 5.34). In der ersten Phase steigt das Druckverhältnis annähernd linear an, während in der zweiten zeitlichen Phase die Änderungsrate stark degressiv verläuft. Um eine hohe Annäherung an den Rechteckverlauf des Druckverhältnisses über der Zeit zu erreichen, sollte die Übersetzung so gewählt werden, dass nach einer Verzugszeit entsprechend dem

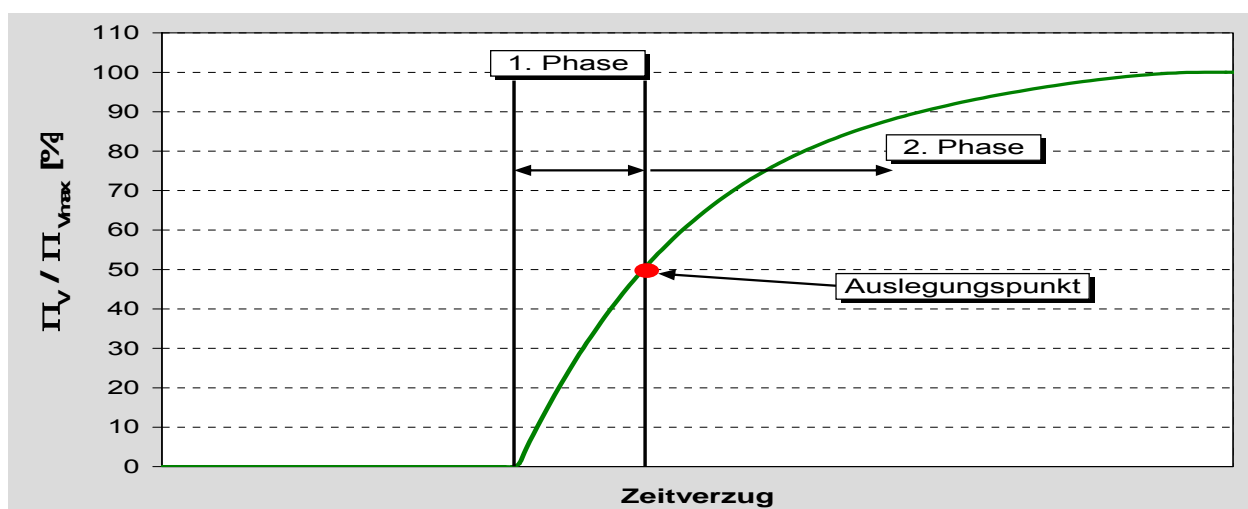


Bild 5.34: Vorausslegung mit Hilfe eines typischen Druckaufbaus des Pscrolls

Übergang von Phase 1 zu Phase 2 das sich dort einstellende Druckverhältnis dem für die Unterstützung beabsichtigten Vordruck entspricht (Bild 5.35). Dieser Punkt entspricht in der Regel etwa 50% des maximalen stationären Druckverhältnisses. Durch die feste Übersetzung des Pscrolls mit dem Motor kann die Regelung seines Druckverhältnisses nur über eine Umluftleitung erfolgen, über die ein Teil des geförderten Massenstroms zu Ansaugseite des Pscrolls zurückgeführt wird. Rechnerisch ergab sich für die Darstellung eines Vordrucks mit dem nach einer Zeit von 0.5 – 0.6 s der geforderte Mitteldruck von 16.5 bar erreicht wird eine Übersetzung für den Pscroll von 4:1. Mit dieser Übersetzung ergab sich ein maximaler zulässiger Zuschaltbereich für den Pscroll bis zu einer Motordrehzahl von 2800 U/min. Während eines Zuschaltvorganges des Pscrolls wird dieser aus der Ruhelage (Drehzahl 0) bis auf die Festkuppeldrehzahl innerhalb der für elektromagnetische Kupplungen typischen kurzen Zeit von maximal 100 ms beschleunigt. Für eine Lastaufschaltung bei einer Motordrehzahl von 2500 U/min ergibt sich hierdurch eine Drehzahländerung für den Pscroll von 10000 U/min, woraus sich aus Formel 4.1 ein durchschnittliches Beschleunigungsmoment von 25 Nm an der Kurbelwelle ergibt. Für die Prüfstandsversuche ergeben sich damit erhöhte Anforderungen bezüglich der zeitlichen Synchronisierung der einzelnen Aktuatoren, um die Auswirkung dieser Momentenspitze zu minimieren.

5.2.2. Einflüsse der Einbaulage in Bezug auf den Primärverdichter

Die Frage nach der optimalen Position des Pscrolls im Ansaugstrang ist verständlicherweise weit weniger frei zu entscheiden als beim elektrischen Verdichter. Durch den Antrieb via Kurbelwelle ist das System an die Riemenebene gebunden. Der Einfluss des Totvolumens zwischen dem Pscroll und dem Saugrohr zeigt prinzipiell die gleichen Tendenzen wie bei einem eBoostersystem, gleichwohl erübrigt sich wegen der Lagegebundenheit eine umfangreiche Variationsrechnung. Im Gegensatz zum Betrieb mit dem eBooster ist eine Bypassleitung für den Betrieb mit einem starr gekoppelten mechanischen Lader unverzichtbar. Die einzig verbleibende Frage bezüglich der Lage im Ansaugstrang umfasst die Auswirkungen einer Position vor oder nach dem Primärverdichter. In diesem Punkt unterscheidet

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

sich der Pscroll durch seine feste Übersetzung vom elektrisch angetriebenen Radialverdichter, da er ein konstantes Volumen fördert (Bild 5.35). Der Radialverdichter ist dadurch gekennzeichnet, dass er bei konstanter Drehzahl ein bestimmtes Druckverhältnis über einen Bereich variablen Volumenstroms darstellen kann, wodurch er relativ unempfindlich auf eine Vordruckänderung reagiert. Eine Verlagerung zu höheren Volumenströmen aufgrund geringeren Eingangsdrucks kann sogar mit deutlich besseren Wirkungsgraden einhergehen. Der Pscroll ist einem mechanischen Lader typisch ein annähernd Konstantvolumenförderer, bezogen auf eine feste Drehzahl. Sein Massenstromförderverhalten wird stark vom Eingangsdruck mitbestimmt. Für die Problematik der Einbaulage in Bezug auf den Primärverdichter ergibt sich damit folgender Sachverhalt. Wird der Pscroll vor dem Primärverdichter auf dessen Niederdruckseite positioniert (gemäß Bild 5.31), profitiert er in der ersten Phase nach seiner Zuschaltung von den strömungsgünstigeren kürzeren Ansaugwegen und den daraus resultierenden geringeren Unterdrücken im Vergleich zur Lage nach Primärverdichter. Gemäß seiner Charakteristik wird er sofort sein maximales Volumen fördern, welches mit steigendem Gegendruck nur leicht sinkt. Eine Erhöhung des Massenstroms ist durch den unveränderlichen Druck vor dem Pscroll nur über eine Drehzahlanhebung möglich. Wird der Pscroll zwischen Primärverdichter und Saugrohr angeordnet, ergeben sich anfänglich erhöhte Unterdrücke gegenüber der alternativen Lage, da

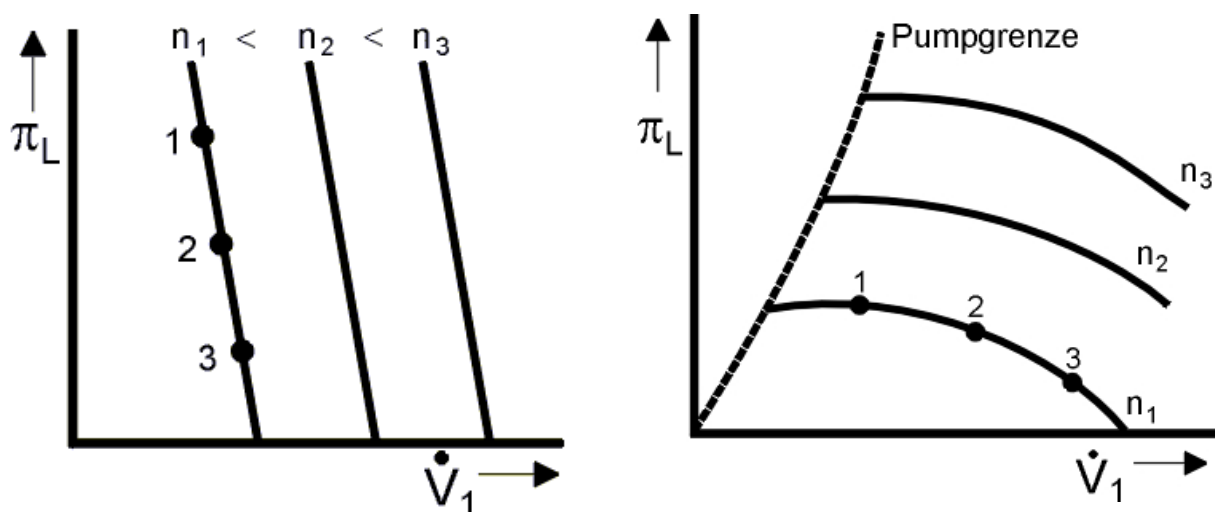


Bild 5.35: Vergleich der Kennfelder eines Verdrängerladers und Radialverdichters
mechanischer Verdrängerlader Radialverdichter

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

die gesamte teilweise verwinkelte und zudem deutlich längere Luftstrecke durchsaugt werden muss. Der sich durch den Hochlauf des Turbolader aufbauende Druck vor dem Pscroll erhöht bei nach wie vor konstantem Volumen den geförderte Massenstrom. Die Konsequenz ist ein von Drehzahl unabhängig steigender Luftmassenstrom. Die Höhe des Massenstroms ist direkt proportional zum Eingangsdruck. Für den Saugrohraufbau ergeben sich letztendlich Vorteile für die Position vor Verdichter kurz nach der Lastaufschaltung und bei sehr niedrigen Motordrehzahlen, bei denen der ATL in der kurzen Phase der Unterstützung noch kein nennenswertes Druckverhältnis beisteuern kann. In allen anderen Zeit- und Drehzahlbereichen ergeben sich mit der Anordnung nach ATL einschneidende Vorteile. Während das Druckverhältnis durch den Pscroll im saugrohrnahen Bereich konstant bleibt, solange die Bypassklappe geschlossen ist, sinkt das Druckverhältnis für die Alternative mit steigender Förderrate des Primärverdichters. Eine Aufladung über die herangezogenen Werte für die Vorauslegung ist damit nur marginal möglich. Um den Sachverhalt plastischer gegenüber zustellen ist in Bild 5.36 der Überschussmassenstrom durch den Pscroll gegenüber dem Basismotor jeweils für den Punkt direkt nach dem Lastsprung und für den Volllastpunkt des Basismotors über der Motordrehzahl aufgetragen. Dabei ergibt sich der Überschussmassenstrom

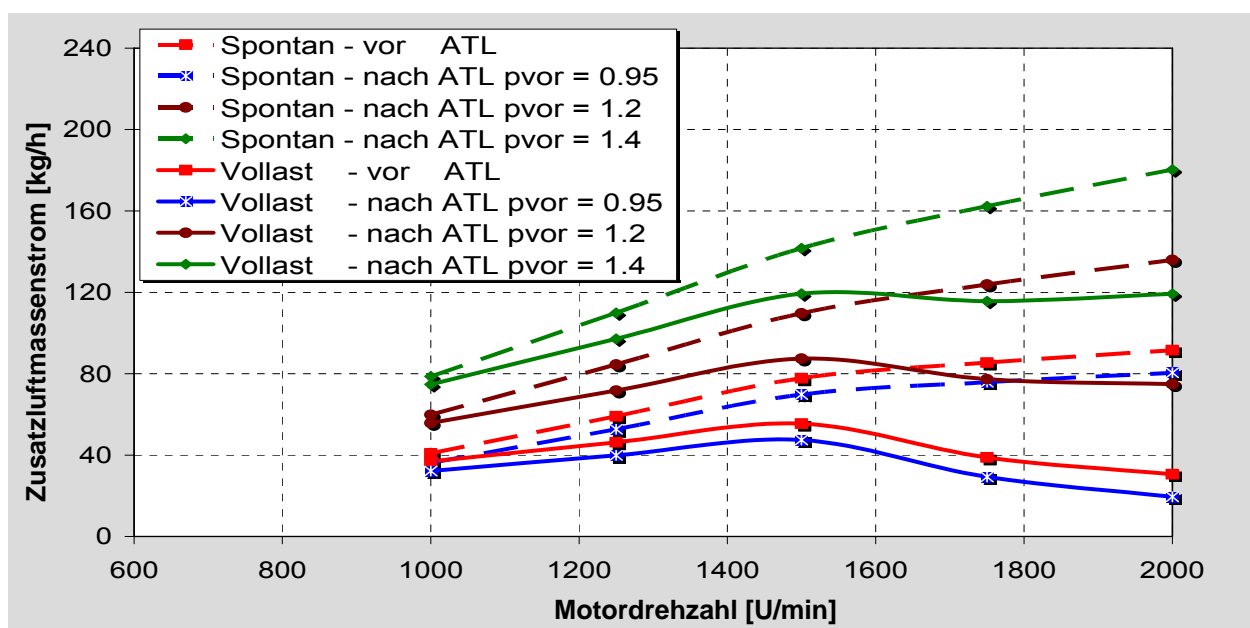


Bild 5.36: Zusatzluftmasse in Abhängigkeit von Einbaulage, Vordruck und Bezugszeit

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

für den Punkt der vollständigen Entdrosselung nach der Lastaufschaltung aus der Differenz des vom Motor geschluckten Massenstroms und dem vom Pscroll geförderten Massenstromes. Für beide Fälle ergibt sich für den Zeitpunkt direkt nach der Lastaufschaltung ein hoher Überschussmassenstrom, welcher für den Lader vor ATL etwas höher ausfällt (aufgrund der Strömungsverluste wird für Position nach ATL ein Unterdruckzuwachs direkt nach Lastaufschaltung von 50 mbar angesetzt). Mit steigendem Saugrohrdruck erhöht sich der vom Motor geschluckte Massenstrom, während der Pscroll in der Pscroll-Position vor ATL weiterhin einen konstanten Strom fördert. Beim Erreichen der Volllast verbleibt nur mehr eine Differenz von weniger als 30 kg/h. Da der Druckaufbau im System ausschließlich von dieser Differenzluftmasse abhängt, flacht der Saugrohrdruckanstieg bei einer Pscrollposition vor ATL durch die sinkende Differenzluftmasse zunehmend ab. Im Gegensatz dazu ergibt sich für die Lage des Pscrolls nach ATL ein direkter Zusammenhang zwischen Differenzdruckmasse und Vordruck durch den Primärverdichters. Liegt zu diesem Zeitpunkt beispielsweise ein Vordruck durch den ATL von nur 1.4 an, steigt der Überschussmassenstrom gegenüber dem Vergleichsfall vor ATL auf 120 kg/h. Durch den nahezu konstanten Überschussmassenstrom steigt der Druck nach Pscroll über den gesamten Zeitraum der Zuschaltung mit konstantem Gradienten an. Besteht beispielsweise die Absicht das stationäre Kennfeld zu höheren Mitteldrücken und damit höheren Massendurchsätzen zu erweitern, muss für die Niederdruckposition die Übersetzung neu ausgelegt werden. Für die nach ATL Lage besteht kein zusätzlicher Änderungsbedarf. Wird eine Erweiterung nicht beabsichtigt, ist die Entscheidung über den Einbauort von anderen abhängig zu machen.

5.2.3. Übertragbarkeit der Aussagen zu anderen Motorengrößen

Im Gegensatz zu den Aussagen unter Punkt 5.1.4. (Übertragbarkeit der Ergebnisse zu anderen Hubräumen) für den eBooster, sind die prinzipiellen Möglichkeiten für den Einsatz eines mechanischen Zusatzladers unabhängig von der Motorengröße. Eine Leistungsbegrenzung wie auf der elektrischen Seite existiert hier nicht, wodurch bei einer Erhöhung des Hubraums der Lader nur in seinem Fördervolumen an die geänderten Bedingungen angepasst werden muss. Diese Aussagen beziehen sich

allerdings nur auf die technische Realisierbarkeit und die zu erwartenden Verbesserungen des dynamischen Verhaltens durch den Einsatz des mechanischen Zusatzverdichters. Mögliche konstruktive und bauraumspezifische Probleme finden für diese Bewertung keine Beachtung.

5.2.4. Prüfstandsergebnisse

Der theoretische Aufwand zur Vorauslegung fällt bei einem mechanischen System durch die relativ bekannte eingesetzte Technik, verglichen mit der Auslegung des elektrischen Systems, geringer aus. Für den praktischen Einsatz am Motor ergeben sich allerdings zu lösende Regelstrategien, welche ungleich umfangreicher ausfallen als bei dem eBooster. In der Freiheit der Einbaulage ist man stark eingeschränkt. Zu der Bindung an die Riemenebene ergibt sich zudem ein begrenzter Raum zur Positionierung in dieser Ebene. Unabhängig von den Vor- oder Nachteilen aus thermodynamischer Sicht ist die Lage oftmals vom verfügbaren Einbauraum im Fahrzeug vorgegeben. Eine Einbaulage zu dicht am Abgassystem verändert über die Strahlungswärme zusätzlich das thermodynamische Verhalten des mechanischen Laders. Die prinzipiellen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit sollten in erster Linie das Potential des Systems unabhängig seiner Randbedingungen im möglichen späteren Fahrzeugeinsatz erforschen. Dafür wurde der Lader in beiden möglichen Einbaulagen detailliert analysiert. Ein Entscheidungsgrund hinsichtlich des Einbauortes ist die Position des Turboladers selbst. Bei dem Versuchsträger ergab sich eine für die vorgeschaltete Variante geringfügige Beeinträchtigung durch den Umstand, dass der Primärverdichter von der Riemenebene abgewandten Seite die Frischluft ansaugt. Dadurch verlängerten sich sowohl die Ansaug- als auch die Druckleitung des Pscroll, was eine Erhöhung des Totvolumens zum Zylinder von 2.5 l zur Folge hat. Die Hauptziele der Prüfstandsuntersuchungen gliederten sich in den Bereich zur Klärung hinsichtlich der optimalen Einbaulage und Aufnahme des konkreten Einflusses des Zuschaltstoßes auf den Momentenverlauf an der Kurbelwelle und der Darstellung von Beeinflussungsmöglichkeiten zur Reduzierung der Auswirkung. Für die Bewertung der Wirksamkeit des Systems wurden die

gleichen Betriebspunkte herangezogen wie bei den Untersuchungen mit dem eBooster. Die Anforderungen an den zeitlichen Ablauf der einzelnen Aktuatoren sind gegenüber dem Einsatz es eBoosters gestiegen. Ein zeitlicher Verzug im Schließen der Bypassklappe wirkt sich durch den spontan einsetzenden Massenstrom des Pscrolls sofort auf das Ergebnis aus. Gleichzeitig muss diese Bypassklappe zur Ladedruckbegrenzung bis zum endgültigen Auskuppeln des Laders geregelt geöffnet werden. Um diese Prozesse reproduzierbar und mit einer möglichst kleinen zeitlichen Auflösung ($\Delta t_{\min} \leq 10\text{ms}$) ablaufen lassen zu können, wurde die Ansteuerung durch einen separaten Steuerrechner übernommen. In Bild 5.37 sind die Verläufe für einen Lastsprung bei 2000 U/min für die Anordnung des Pscrolls vor ATL aufgetragen. Deutlich sichtbar ist der erheblich größere Gradient des Saugrohrdruckaufbaus, hervorgerufen durch den nahezu rechteckförmigen Verlauf des Motorluftmassenstroms. Dieser steigt ohne Verzug nach Öffnen der Drosselklappe auf seinen maximalen Wert, welcher etwa 120% des stationären Wertes des Motors in diesem Betriebspunkt entspricht. Das schnell ansteigende Druckverhältnis über dem Primärverdichter erreicht nach nur 0.4 s seinen maximalen Wert von 1.34. Der als Zielpunkt gesetzte Mitteldruckwert von 16.5 bar wird nach einer Zeit ab der Lastaufschaltung von 0.66 s erreicht. Damit wird die Verzugszeit bis zum Erreichen der Volllastwerte um 1.5 s verkürzt, was einer prozentualen Verringerung der Verzugszeit von 68% entspricht. Durch den erhöhten Motorluftmassenstrom ergeben sich auch für den Turbolader analog der Auswertung für den eBooster verbesserte Bedingungen. Mit dem verbesserten Energieangebot für die Turbine erhöht sich der Gradient der Turboladerdrehzahl von 88000 U/min/s auf über 120000 U/min/s. Wie im Fall eBooster ist die Verkürzung der Verzugszeit bis stationäre Volllastwerte anliegen ein Zusammenspiel zwischen der Zusatzenergie, welche von der Kurbelwelle entnommen wird und dem verbesserten Hochlaufverhalten des Turboladerlaufzeuges. Durch den spontanen Übergang des Mitteldruckes nach der vollständigen Entdrosselung des Motors in den aufgeladenen Bereich und dem Erreichen der Volllast nach einer Zeit deutlich unter einer Sekunde kann die dargestellte Verbesserung bereits als Lösung des dynamischen Problems dieses Motors mit dessen Basisvolllast angesehen werden. Der Verlauf des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

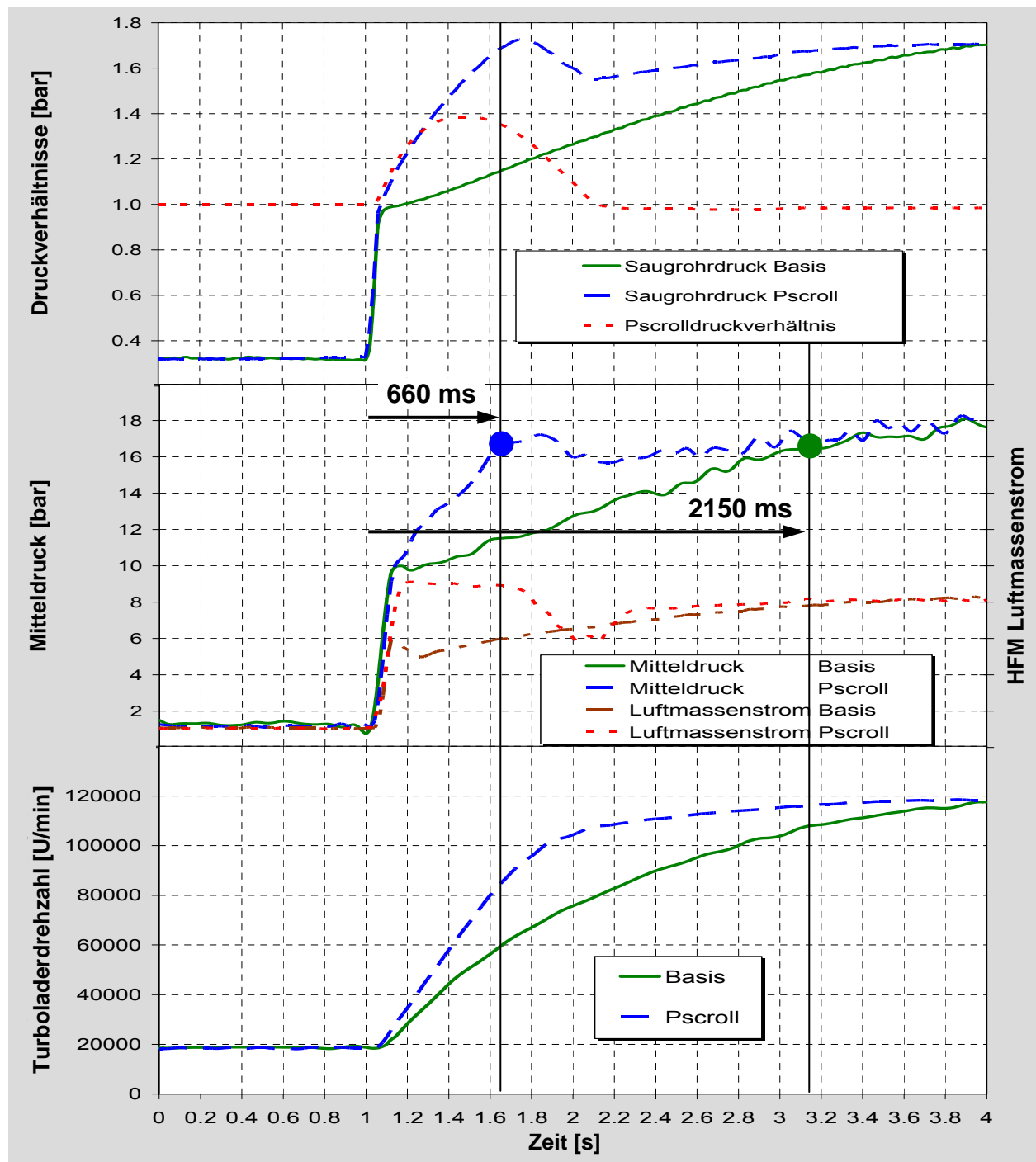


Bild 5.37: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und Pscroll vor ATL

Pscrolldruckverhältnisses in Verbindung mit der Höhe seines geförderten Massenstroms im Vergleich zum stationären Massenstrom zeigt, dass mit diesem Aufladegrad analog zu den Aussagen unter Punkt 5.2.3. die obere Grenze erreicht ist. Für eine Volllast mit höheren Mitteldrücken wird sich ein im Niveau abgesetzter

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Verlauf ergeben. Mit der vorhandenen Übersetzung würde die Unterstützung nur bis etwa 75% der Volllast reichen, ab diesem Zeitpunkt müsste der Lader ausgekuppelt werden, um nicht als Behinderung zu dienen. Die Simulationsrechnungen zur Vorauslegung hatten für eine Einbaulage nach ATL eindeutig ein höheres Potential für höhere Aufladegrade zum Ergebnis. Zur Klärung dieses Potentials erfolgten Messungen mit einer Einbausituation direkt vor dem Ladeluftkühler und damit nach ATL und näher am Saugrohr. Analog zur saugrohrnahen Einbaulage des Boosters reduziert sich damit zudem das Totvolumen vor Zylinder um 30% (von 11.5 auf 8 l). Der Einbau erfolgt derart, dass die Hauptleitung vom Primärverdichter zum Saugrohr in ihrem Verlauf unverändert blieb, es wurden nur die notwendigen Anschlussstücke für den Abzweig und die Einmündung der Versorgungsleitungen für den Pscroll angebracht. Die Messungen bestätigten die theoretischen Vorüberlegungen bezüglich des qualitativen Verlaufes der einzelnen Parameter. Ein erster Vergleich soll bei demselben Betriebspunkt wie oben erfolgen. Nach der Lastaufschaltung (Bild 5.38) erreicht der Luftmassenstrom den Wert, welchen die Einbaulage nach ATL sofort darstellt, erst nach etwa 0.3 s. Bedingt durch den höheren Unterdruck am Lufteintritt des Pscroll muss erst ein vom Primärverdichter beigesteuerter Vordruck anliegen bevor die Werte steigen. Danach erhöht sich der Massenstrom nahezu linear bis zum gewählten Abregelzeitpunkt ohne eine messbare Abflachung an. Der maximal gemessene Massenstrom lag bereits um 40% höher als im stationären Volllastpunkt (Einbaulage vor ATL nur 14%). Dieser Sachverhalt führt zu dem abgebildeten Verlauf, bei dem die vorgelagerte Variante in den ersten 250 ms leichte Vorteile hat, um nach dem Erreichen des gleichen Massenstromes der nachgeschalteten Variante zu einem Zeitpunkt von 280 ms nach Lastaufschaltung im weiteren Verlauf gegenüber dieser Ausführung ins Hintertreffen zu geraten. Letztendlich führen die Vorteile im Massendurchsatz zu einer nochmaligen Reduzierung der Verzugszeit bis zum Erreichen eines Mitteldrucks von 16.5 bar um 80 ms. Bedingt durch das geringere Totvolumen und dem höheren Massendurchsatz fällt das Druckverhältnis über dem Pscroll um knapp 10% höher aus. Damit konnte diese Zeit gegenüber der Basisversion um insgesamt 73% verringert werden. Auch der Gradient der Turboladerdrehzahl steigt nochmals auf

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

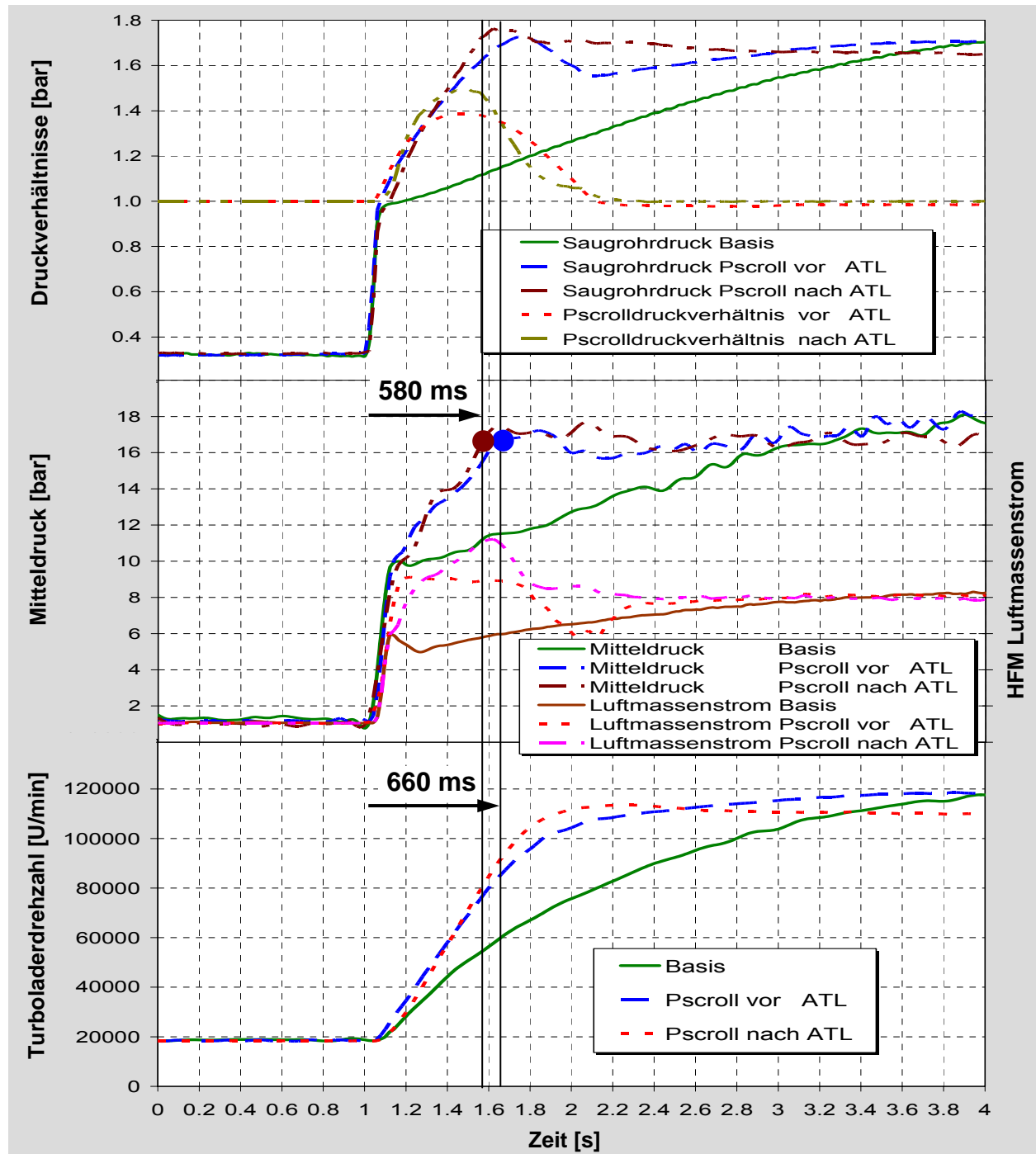


Bild 5.38: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und Pscroll vor/nach ATL

einen Wert von knapp 140000 U/min/s, ein Wert der beim Basismotor erst bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min erreicht wird. Mit einer Responsezeit von etwas mehr als einer halben Sekunde hat der Pscroll mit dieser Anordnung bereits erhebliches

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Potential nachgewiesen. Mit einer zusätzlichen Messreihe sollte geklärt werden, inwieweit der Pscroll in dieser Anordnung auch für höhere Aufladegrade in Frage kommt. Dafür wurde der Zeitpunkt an dem die geregelte Öffnung der Bypassklappe beginnt um 300 ms nach spät verschoben. Die Ergebnisse (Bild 5.39) dokumentieren in beeindruckende Weise den Vorteil der Anordnung nach ATL. Mit nach wie vor konstantem Gradienten steigt der Massendurchsatz durch den Motor um im verlegten Punkt der Begrenzung einen Maximalwert zu erreichen, der um 75% höher ausfällt als der stationäre. Damit wird bereits nach einer Zeit von nur 0.9 s ein Überdruck im Saugrohr von 1.2 bar erlangt. Der effektive Mitteldruck lag bei über 22 bar. Zum Zeitpunkt des maximalen Massenstroms lag der Druck vor Pscroll, begünstigt durch die extrem verkürzte Hochlaufzeit des Turboladers, bereits bei 1.65 bar. Zieht man die dafür notwendige isentrope Verdichtungsleistung von fast 4 kW hinzu wird ersichtlich, dass eine Unterstützung in diesem Ausmaße selbst bei einem mit Gesamtwirkungsgrad eins betriebenen eBooster nicht darstellbar ist. Für höhere Aufladegrade bestätigte sich also die Grundaussage über einen Prinzipvorteil einer Einbaulage nach ATL. Die Ergebnisse für eine Motordrehzahl von 1500 U/min (Bild 5.40) liegen dagegen aufgrund der niedrigeren stationären Werte deutlich dichter beieinander obgleich die Overboostvariante auch bei niedrigeren Motordrehzahlen ausschließlich mit der Position nach ATL darstellbar ist. Hiermit lässt sich auch das gestellte Ziel ein Mitteldruck von 16.5 bar in einer Zeit unter einer Sekunde darzustellen umsetzen. Die Verzugszeit beträgt bei dieser Motordrehzahl 0.75 s. Allerdings stellt dieses Moment bereits eine deutliche Erweiterung des Kennfeldes von 25 % gegenüber der Basisvolllast dar. Die Verzugszeit steigt mit sinkender Motordrehzahl progressiv an, da die Unterstützung durch den Turbolader immer geringer ausfällt und beim Pscroll mit sinkender Eigendrehzahl zusätzlich ein leichtes Abflachen seiner Förderkennlinien erschwerend hinzukommt. Anhand des Verlaufes des Pscrolldruckverhältnisses lässt sich ablesen, dass bei diesen Motordrehzahlen der Pscroll in den ersten 450 ms nahezu vollständig die Verdichtungsarbeit übernehmen muss. Der Turbolader wird vergleichbar mit Motordrehzahl 2000 U/min mit einem höheren Gradient beschleunigt (55000 U/min/s zu 95000 U/min/s). Die erreichte Drehzahl reicht bei dem gleichzeitig

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

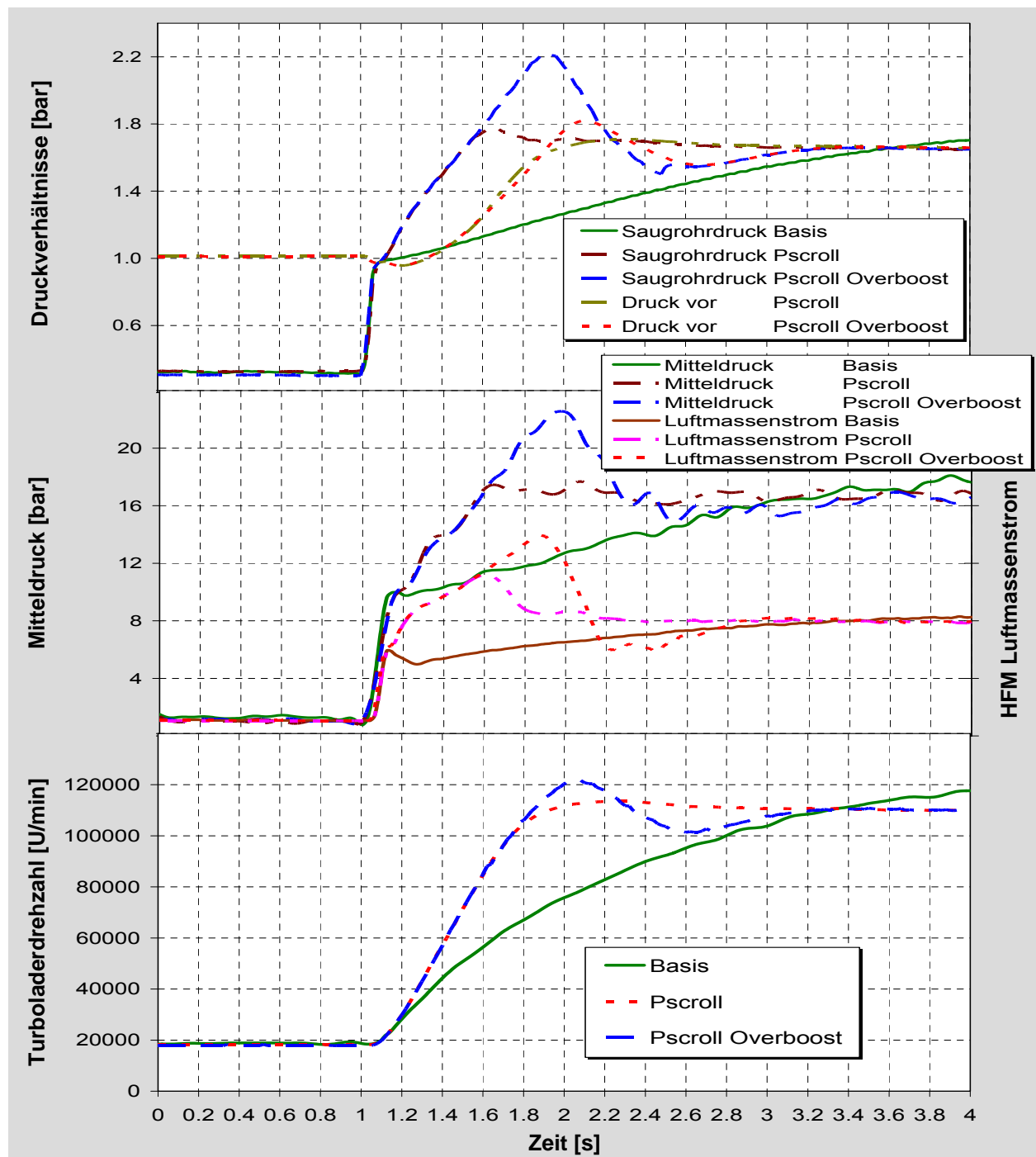


Bild 5.39: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und Pscroll mit Overboostfunktion (Pscroll nach ATL)

gestiegenem Durchsatz allerdings noch nicht aus, um ein Druckverhältnis deutlich größer eins beizusteuern. Für die Simulation der Fahrzeugbeschleunigung am Prüfstand im 5.Gang von 60 auf 100 km/h ergibt sich eine Steigerung des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

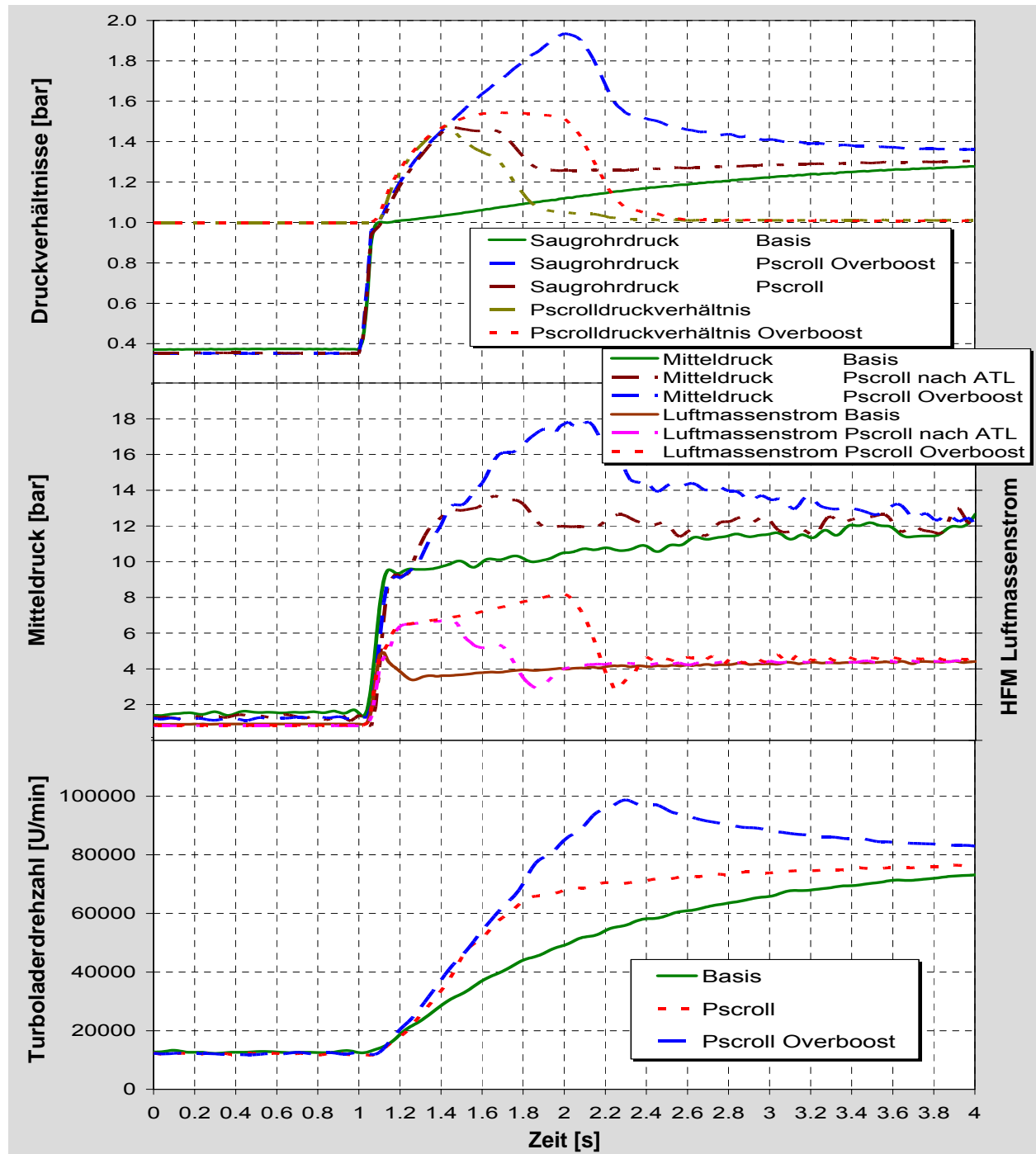


Bild 5.40: Lastaufschaltung bei 1500 U/min – Vergleich Basis und Pscroll mit Overboostfunktion (Pscroll nach ATL)

Beschleunigungsintegrals von 19.8%. Das Fahrzeug verfügt also mit dem Pscroll trotz Beibehaltung des maximalen Mitteldruckes von 16.5 bar über ein rund 20% höheres Beschleunigungsvermögen. Ein Kernproblem bei allen Messungen bestand

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

in der Reproduzierbarkeit des effektiven Mitteldruckes. Der Verlauf der Parameter Massenstrom und Druckverhältnisse konnte von Beginn an in aufeinander folgenden Messungen reproduzierbar genau dargestellt werden. Dabei lagen die gemessenen Verläufe sehr gut übereinander. Völlig anders gestaltete sich der Parameter Mitteldruck. Die Mitteldruckkurve stellte bei den Untersuchungen nicht nur die Basis für die Aussagen über die Verbesserungen dar, sondern aus ihr sollen gleichzeitig die Aussagen über die Vorgänge während der Zuschaltung des Pscrolls quantitativ erfolgen. Die vom Pscroll hervorgerufene Dynamik der Leitungsbefüllung stellte die auf der Luftmassenmessung via HFM (Heißfilmluftmassenmesser) beruhende Berechnung der Einspritzzeit im Steuergerät vor teilweise unlösbare Probleme. Verschärfend wirkte sich der Umstand aus, dass der HFM auf Niederdruckseite vor dem Pscroll standardmäßig verbaut ist, wodurch die enorme Anfangsmasse zum Befüllen fälschlicherweise als die Masse identifiziert wurde, welche auch der Motors verbraucht. Dadurch kam es in der ersten Phase des Beschleunigungsvorgangs zu einer überproportionalen Anreicherung des Gemisches bis auf Werte des Lambdas von 0.75. Noch gravierender gestaltete sich jedoch die Phase der geregelten Absteuerung des Pscroll über die Bypassklappe. Während dieses Abschnittes wird der Motor teilweise durch den vorher aufgebauten Überdruck in den Leitungen versorgt, wodurch am HFM deutlich weniger Massenstrom gemessen werden konnte als in die Zylinder tatsächlich strömte. Die Auswirkung war eine extreme Abmagerung bis hin zu Werten von 1.8. Die Auswirkungen der Lambdaschwankungen waren damit erheblich stärker als die Einschaltmomente des Pscroll. Als Konsequenz der Probleme wurde der HFM auf die Druckseite direkt vor Drosselklappe verlegt. An dieser Stelle konnte exakt der Massenstrom gemessen werden, der wirklich die Zylinder versorgt. Nachteil dieser Position war eine erhöhte Anfälligkeit auf Fehlmessungen ausgelöst durch Pulsation, bedingt durch die zyklische Befüllung der Zylinder. Über eine umfangreiche Anpassung der Einspritzzeit über ein im Steuergerät hinterlegtes Pulsationskennfeld konnte ein vertretbarer Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses erreicht werden. Im Gegensatz zu den Verläufen der einzelnen Drücke unterschieden sich drei aufeinander folgende Messungen im Momentenverlauf allerdings nach wie vor. Die

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Abweichungen konnten immerhin auf ein akzeptables Maß reduziert werden. Bei der Lösung der Probleme zeigte sich ein weiterer, nicht zu unterschätzender Vorteil für die Position des Pscroll nach ATL. Wird bei ihm die Bypassklappe zum Regeln des Massenstroms zum Motor geöffnet strömt die Umluft in die Druckleitung zwischen Pscroll und Primärverdichter und bleibt dem System auf diese Weise erhalten. Im Gegensatz dazu entweicht die Luft in der anderen Einbausituation in Richtung Filterkasten, wodurch die Energie, welche vorher in die Verdichtung investiert wurde, verloren geht. Neben den energetischen Nachteilen gestaltet sich zudem die Regelung komplizierter, da die Bypassklappe deutlich feinfühlicher geöffnet werden muss um nicht einen Einbruch im Druckverlauf zu erzeugen. Ist der Pscroll hinter dem ATL verbaut trägt er nach Beginn der Absteuerung bis zu seinem Auskuppeln mit voller Förderrate beim Befüllen der Zwischenleitungen. Nach den Änderungen war es möglich, Aussagen mit höherer Sicherheit über die Höhe der Einschaltstöße zu treffen. Um eine prinzipielle Aussage über die Höhe der Momente zu bekommen, wurden Einschaltversuche am geschleppten Motor durchgeführt. Durch die hochauflösende Messnabe der Belastungseinrichtung konnte die Auswirkung auf das Moment an der Kurbelwelle detailliert bestimmt werden. In Bild 5.41 ist ein solcher Vorgang für eine Motordrehzahl von 2000 U/min in für zwei verschiedene Versuchsabläufe dokumentiert. Fall 1 beinhaltet nur die Zuschaltung des Pscroll bei geöffneter Umluftklappe, während im zweiten Versuch die Klappe verschlossen blieb, um damit einen vergleichbaren Leistungsbedarf des Pscroll wie im befeuerten Betrieb aufnehmen zu können. Das Verlustmoment wurde aus dem Wellenmoment herausgerechnet. Die Zuschaltung erfolgt typisch für eine elektromagnetische Kupplung in sehr kurzem Zeitraum ohne ausgeprägtes Rutschen innerhalb von knapp unter 100 ms. Da die Verteilung des Momentes nicht idealisiert rechteckförmig erfolgt kommt es zu Überhöhung der Maximalwertes gegenüber der Vorberechnung. Die Spitzenmomente liegen in Bereichen zwischen 40 bis 45 Nm. Im weiteren Bereich ergeben sich reine Verlustmomente von 8 – 9 Nm in erster Linie hervorgerufen durch die Wellendichtringe (der Pscroll ist gleitgelagert und über den Motorölkreislauf versorgt) und die über die Drehzahl steigende innere Verdichtung über die Exzentrizität der Spirale. Wird nach dem Zuschalten ein Druckverhältnis

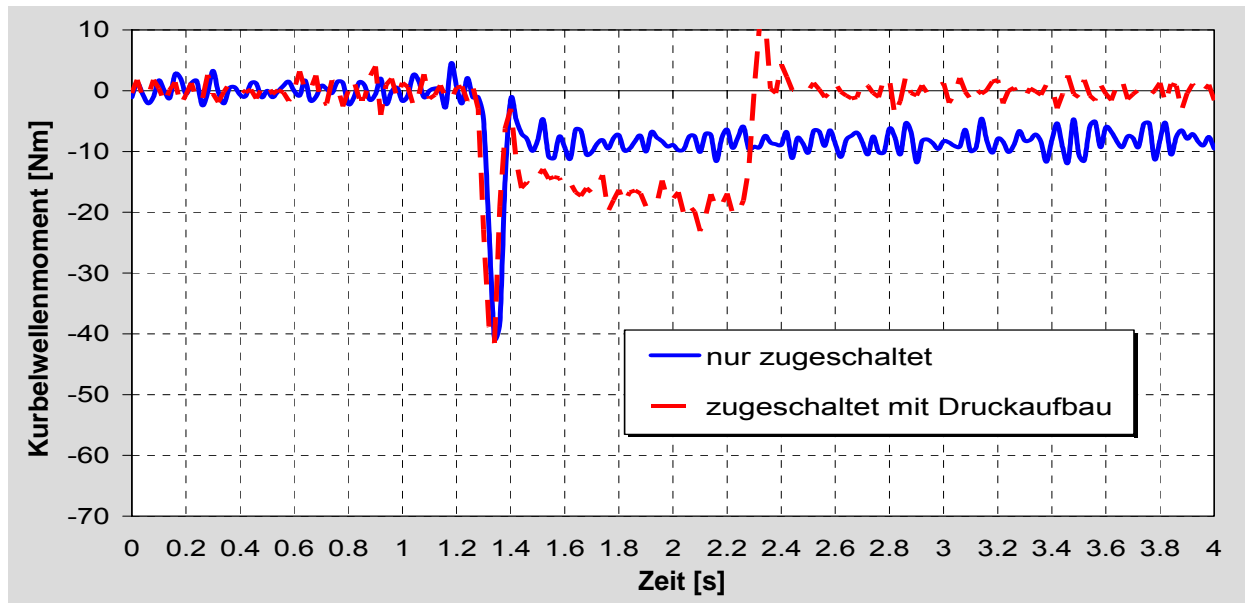


Bild 5.41: Momentenverlauf an der KW während und nach Zuschaltung des Pscroll

analog der befeuerten Messungen von 1.5 aufgebaut, ergibt sich ein zusätzliches Antriebsmoment von maximal 10 Nm. Die Versuche bei den unterschiedlichsten Betriebspunkten ergaben, abweichend von den Erkenntnissen der Schleppmessungen ein geringer anzusetzendes Verlustmoment bezogen auf den notwendigen Saugrohrdruckbedarf. Die Ursache liegt zum einen darin, dass ein Teil der Verluste über die innere Verdichtung im Transientfall entfällt, sie sind dann Bestandteil der absoluten Verdichtungsarbeit. Zum anderen hat der Pscroll zusätzlich einen Einfluss auf den Hochdruckprozess. Durch die Bereitstellung der Energie zur Verdichtung der Luft unabhängig vom Abgas liegt während der Pscrollunterstützung ein größeres Spülgefälle über dem Zylinder an. Speziell während der Phase der Überschneidung der Ventile (im vorliegenden Fall lag eine Überschneidung über einen Bereich von 15 °KW und einem Ventilhub von 0.3 mm vor) liegt im Gegensatz zum Basismotor, welcher in diesem Bereich immer ein negatives Gefälle zu verzeichnen hat, erstmals überhaupt ein positives Gefälle vor. Die bessere Ausspülung des Zylinders vom Restgas, verbunden mit einer Verbesserung der Füllung kompensiert gegenüber dem Basismotor einen Teil der Antriebsleistung des mechanischen Laders. Letztendlich ergibt sich damit eine Steigerung der Effizienz. Es bleibt die Frage, ob eine Momentenspitze von über 40 Nm durch ein optimiertes

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Timing der Zuschaltung bereits mit den begrenzten Mitteln im Rahmen dieses Projektes in den Anstieg des Saugmomentes platziert werden kann ohne dass der Stoss sich negativ auswirkt. In Bild 5.42 ist der Verlauf von drei verschiedenen Zuschaltzeitpunkten in ihrer Auswirkung auf das Kurbelwellenmoment dem Basismotor gegenübergestellt. Der zeitliche Unterschied betrug jeweils 10 ms. Das Ergebnis zeigt, dass ein exakt ausgelegter Zeitpunkt für das Zuschalten die Auswirkung der Momentenspitze nahezu komplett beseitigen kann, andererseits bereits geringfügige zeitliche Abweichungen deutlich merkbare Auswirkungen auf den vom Fahrer spürbaren Verlauf des Kurbelwellenmomentes haben. Mit Hilfe eines Eingriffes über die Zündung lässt sich allerdings auch diese Auswirkung komplett beseitigen. Man darf an dieser Stelle nicht vergessen, dass die hier aufgetragenen Momentenanstiege Rohwerte darstellen, welche im Fahrzeug noch von Komfortfunktionen zur Dämpfung eines Lastschlages überlagert werden. Der daraus resultierende Gradient des Anstieges auf das Saugmoment wird flacher ausfallen, wodurch für diverse Eingriffe zum Abfangen des Einschaltsschlages genügend Zeit

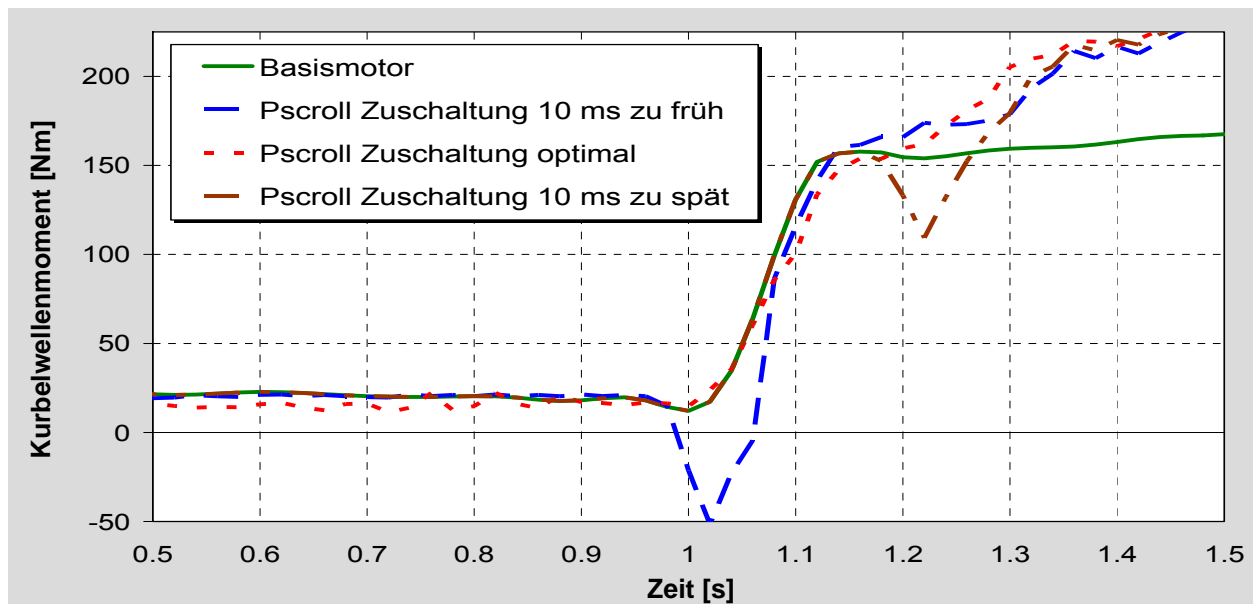


Bild 5.42: Auswirkung des Zuschaltzeitpunktes auf das Kurbelwellenmoment

bleibt. Das Ziel der Arbeit war es, vorrangig Verbesserungen für den dynamischen Betrieb zu entwickeln, wodurch eine übergreifende Betrachtung auf die Möglichkeiten hinsichtlich Kennfelderweiterung nicht ausgeschlossen ist. Mit der Verwendung eines

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

mechanischen Laders ist einer Zuschaltung auch in stationären Punkten keinerlei Beschränkung auferlegt. Anders als beim Einsatz des eBoosters ist die damit darstellbare Kennfelderweiterung (gemäß Bild 5.10) aus Sicht des Pscroll auch im Dauereinsatz möglich. Ziel der Untersuchung zur Erweiterung des Motorkennfeldes war nicht ausschließlich der maximale Bereich sondern auch vorrangig inwieweit der Motor die Füllung überhaupt mit einem vertretbaren Wirkungsgrad umsetzen kann. Dabei sollen entweder eine voll geschlossene Bypassklappe oder ein Mitteldruck von 16.5 bar die Grenzkriterien darstellen. Der interessante Drehzahlbereich beginnt unterhalb 1750 U/min. Bei dieser Drehzahl fällt die notwendige Unterstützung über den Pscroll allerdings so gering aus, dass die Darstellung der Ergebnisse sich auf die Motordrehzahlen 1500 U/min und 1000 U/min beschränken. Bild 5.43 zeigt die wichtigsten Motorgrößen bei der Bewertung der Umsetzung der zur Verfügung stehenden Füllung. Es ist abzulesen, dass es bei allen Drehzahlen möglich ist, das Kennfeld bis zu einem Mitteldruck von 16.5 bar zu erweitern. Der dafür benötigte Saugrohrdruck beträgt bei 1000 U/min absolut 1.95 bar und fällt leicht degressiv über 1.82 bar für 1500 U/min bis auf einen Wert von 1.74 bar bei einer Drehzahl von 1700 U/min. Dabei verteilt sich im stationär eingeschwungenen Zustand das Druckverhältnis selbst bei 1000 U/min annähernd gleich auf die beiden Verdichter.

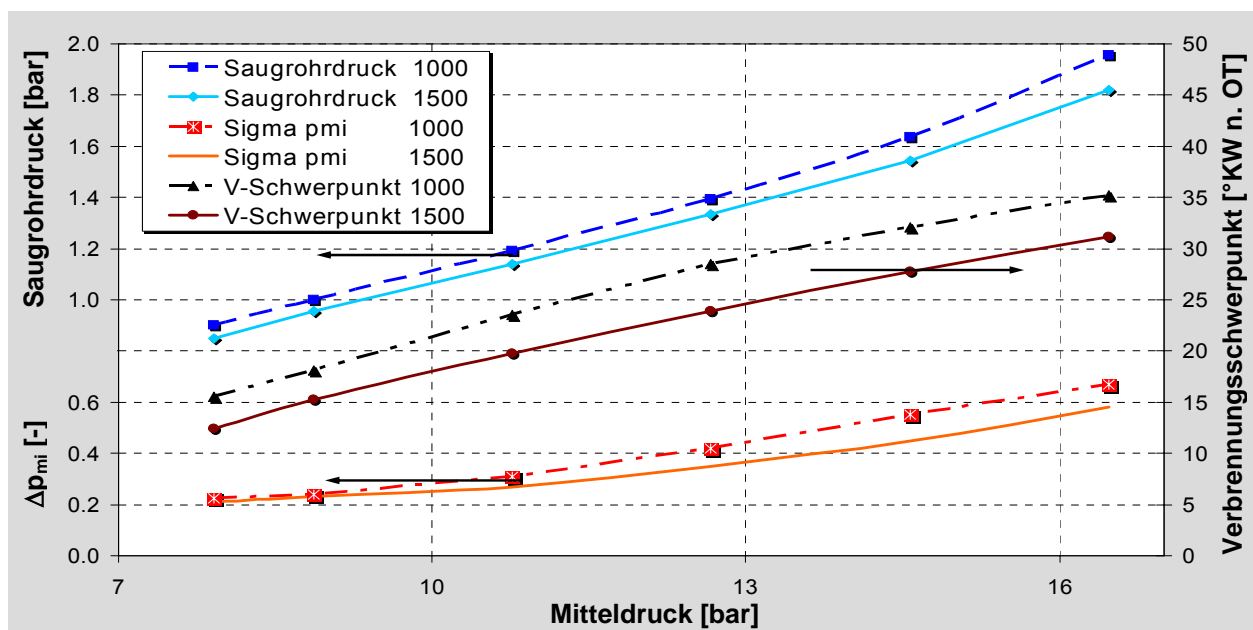


Bild 5.43: Kennfelderweiterung für Drehzahlen 1000 U/min bzw. 1500 U/min

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Das benötigte Zusatzdruckverhältnis sinkt für eine Drehzahl von 1500 U/min auf 1.2. Der Blick auf die verbrennungsrelevanten Größen macht jedoch mehr als deutlich, dass diese Momente bereits über der Grenzbedingung für die Zyklenabweichung (Δp_{mi}) von maximal 0.5 liegen. Legt man die bei diesem Wert erreichten Mitteldrücke als Obergrenze an, ergibt sich für 1000 U/min ein Maximaler Mitteldruck von 13.6 bar und für 1500 U/min ein Wert von 15.8 bar. Die Schwerpunktlage der Verbrennung weicht in beiden Fällen allerdings auch bei diesen Beträgen erheblich von der optimalen Lage ab. Eine Kennfelderweiterung ist aus Sicht der Bereitstellung der Luftmasse durch die Zusatzaufladung kein Problem, auch bestehen keine zeitlichen Begrenzungen für eine Erweiterung. Die Verbrennung im Zylinder bedarf allerdings einer gravierenden Optimierung, bevor die Möglichkeiten der Erweiterung effizient genutzt werden kann.

5.3. Zweistufig geregelte Aufladung

5.3.1. Auslegung der Turboladergrößen

Die bisher vorgestellten Varianten greifen jeweils auf eine Energie zurück, die nicht dem Abgas entnommen wird. Bei der in diesem Kapitel untersuchten Lösung wird der Ansatz verfolgt, das Abgas über die Motordrehzahl variabel aufzustauen und somit den Bereich ausreichender Turbinenleistung zu niedrigen Motordrehzahlen hin auszudehnen. Der populärste Ansatz dieses Ziel umzusetzen, die variable Turbine, kommt aus den unter Punkt 3.2. genannten Gründen für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit nicht in Betracht. Dabei ist es von untergeordneter Bedeutung auf welche Art die Variabilität dargestellt wird, ein einziges Turbinenrad arbeitet am effizientesten, wenn es im optimalen Winkel angeströmt wird und die entsprechende Struktur am Turbineneintritt voll beaufschlagt wird. Alle bisher vorgestellten Konzepte (Leitschaufeln, Schiebhülsen etc.) weichen von diesen Bedingungen ab und verzeichnen im so wichtigen unteren Motordrehzahlbereich deutliche Wirkungsgradeinbußen. Die hier untersuchte zweistufig geregelte Aufladung (Bild 3.1) verfolgt eines der Registeraufladung vergleichbares Ziel. Bereits in [1] wurden die Vorteile einer zweistufigen Entspannung beschrieben. Beim Einsatz einer zweistufigen Aufladung an einem Ottomotor muss die damit erzielte Verbesserung in zwei parallele Wirkmechanismen unterschieden werden. Mit einer stufenweisen Entspannung wird das Energieangebot des Abgases effizienter genutzt, indem die nach der Entspannung in der Hochdruckturbine noch enthaltene Enthalpie des Abgases durch eine weitere Entspannung in der Niederdruckturbine verwertet wird. Bei einer Zwischenkühlung der Luft des Niederdruckverdichters ergäbe sich eine weitere Verbesserung, für den Einsatz im PKW steht diese Möglichkeit aus Packagegründen zunächst nicht zur Verfügung. Gegenüber einer variablen Turbine ergibt sich bei der Stufenentspannung der Vorteil, dass prinzipiell beide Turbinen in ihrem Optimum betrieben werden können. Die Turbinen selber unterscheiden sich im Vergleich zur Registeraufladung in der Regel dadurch, dass sie in ihrem Durchsatzverhalten gespreizt werden. Die damit ermöglichte Reduzierung des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Durchsatzverhaltens zur Erhöhung des Enthalpiegefälles bei gleichem Abgasmassenstrom (Formel 2.1) stellt den zweiten Teil der Gesamtverbesserung des Systemverhaltens dar. Im Dieselsektor, speziell bei Großmotoren, findet die zweistufige Aufladung schon seit Jahren ihre Anwendung. Bei allen ausgeführten Varianten aus diesem Sektor handelte es sich allerdings ausschließlich um eine ungeregelte Stufenaufladung. Erst mit der Regelung der einzelnen Stufen kann das ganze Potential der Zweistufigkeit wirklich genutzt werden. Gegenüber der ungeregelten Variante können die einzelnen Stufen deutlich weiter gespreizt werden. Die angesprochenen zwei parallelen Wirkmechanismen der Zweistufigkeit führen in der Praxis dazu, dass sich die Parameter der einzelnen Stufen im stationären und im dynamischen Bereich teilweise völlig unterscheiden. Wie entscheidend die Beachtung der unterschiedlichen Wirkungen der Stufenaufladung ist, zeigten erste Voruntersuchungen am Prüfstand mit dem Versuchsträgemotor 1. Hierbei wurde die Hochdruckstufe nur unwesentlich gegenüber der Basisturbine verändert, konkret wurde statt eines Turboladers K03 5.88 2072 ($D_T = 45\text{mm}$ $A_T = 5\text{cm}^2$, $D_{Va} = 50\text{mm}$ $D_{Vi} = 36\text{mm}$) auf einen K03 5.88 1870 ($D_T = 45\text{mm}$ $A_T = 5\text{cm}^2$, $D_{Va} = 45\text{mm}$ $D_{Vi} = 31.5\text{mm}$,) umgestellt. Damit ergab sich auf der Turbinenseite keine Änderung, auf der Verdichterseite verschob sich das Kennfeld geringfügig hin zu niedrigeren Volumenströmen. Auf der Niederdruckseite wurde ein K16 8.18 2270 ($D_T = 55\text{mm}$ $A_T = 8\text{cm}^2$, $D_{Va} = 55\text{mm}$ $D_{Vi} = 38.4\text{mm}$) eingesetzt.

In Bild 5.44 sind die stationären Volllastergebnisse dargelegt. Es zeigte sich trotz des nahezu unveränderten Hochdruckladers ein signifikanter Anstieg des Mitteldrucks ab einer Motordrehzahl von 1300 U/min. Gegenüber dem Basismotor dieser Untersuchungen konnte bei einer Drehzahl von 1600 U/min der Mitteldruck von 13.8 bar auf 18 bar erhöht werden. Überraschend war das bereits bei dieser niedrigen Motordrehzahl beigetragene Vordruckverhältnis durch den Niederdruckverdichter von 1.4, wodurch sich ein Absolutdruck von 2.1 bar im Saugrohr einstellen lies. Bereits bei 1750 U/min trugen beide Verdichter den gleichen Anteil am Gesamtdruckverhältnis. Simulationsrechnungen ergaben, dass weder der Hochdruckturbolader und natürlich noch viel weniger der Niederdruckturbolader als einstufige Variante ein Einzeldruckverhältnis darstellen könnten, wie es sich bei den

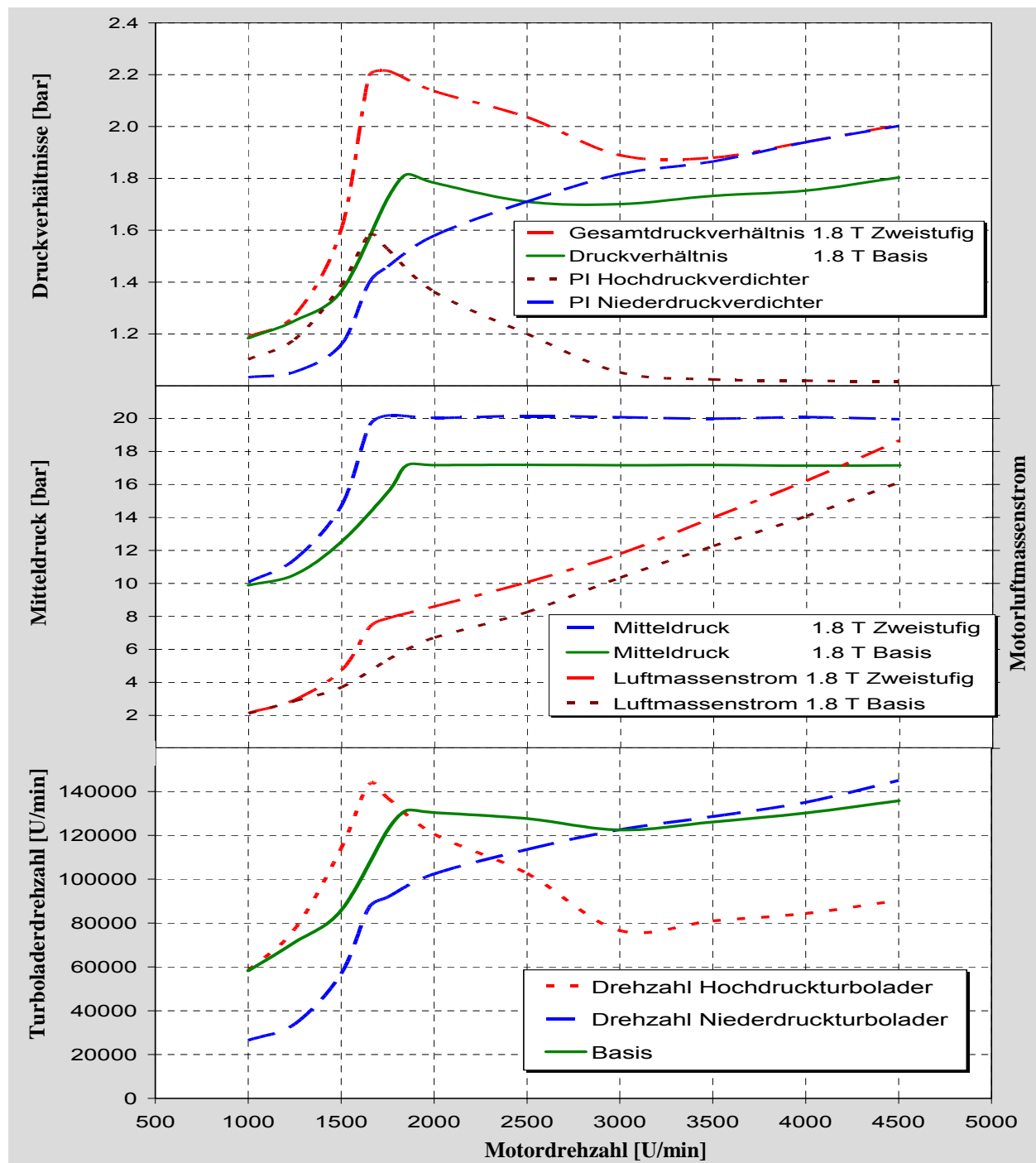
Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren


Bild 5.44: stationäre Vollastwerte für Zweistufige Aufladung am Versuchsmotor 1

Messungen für den jeweiligen Verdichter im zweistufigen Verbund ergab. Damit konnte bereits nachgewiesen werden, dass ohne Verringerung des Durchsatzes der Hochdruckstufe sich im stationären Bereich eine drastische Mitteldruckerhöhung realisieren lässt. Da sich die Arbeit jedoch in erster Linie Methoden zur Verbesserung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

des dynamischen Betriebsverhaltens zur Aufgabe gesetzt hat, zeigten die dafür angesetzten dynamischen Messungen die Kehrseite einer zu stark stationär orientierten Auslegung der Turbolader. Im Transientbetrieb (Bild 5.45) ergaben sich teilweise sogar Verschlechterungen. Die Ursache für diese unbefriedigenden Verläufe liegt in der angesprochenen völlig veränderten Situation in der Verteilung der dynamischen Druckverhältnisse (und damit Leistungsverteilung) der einzelnen Verdichter gegenüber dem stationären Punkten. Für einen als Ausgangspunkt für Lastaufschaltungen herangezogenen Betriebspunkt von 1 bar Mitteldruck ergeben sich für beide Turboladerlaufzeuge Drehzahlen von 15000 U/min bzw. 10000 U/min. Analog der einstufigen Aufladung stellen die trägen Laufzeuge der Turbolader zeitliche Verzögerungsglieder dar, deren Größe proportional dem Massenträgheitsmoment des Laufzeuges ist. Vom spontan verfügbaren Energieangebot nach Lastaufschaltung profitiert vorerst nur der Hochdrucklader, das verbleibende Enthalpiegefälle über der Niederdruckturbine kann nur zur Darstellung eines geringen Drehzahlgradienten für diese Stufe umgesetzt werden. Die gesamte Verdichtungsarbeit wird ausschließlich vom Hochdruckverdichter getragen. Obgleich der Niederdruckturbolader keinen Beitrag an der Verdichtungsleistung beisteuern kann, stellt seine Turbine mit steigender Motordrehzahl dennoch eine Drosselstelle für das Abgas dar. Es ergibt sich für den Druck nach Zylinder ein höheres Niveau als beim vergleichbaren Basismotor, woraus ein schlechterer Durchsatz für den Motor und damit ein geringerer Mitteldruck folgen. Gleiches gilt für den Niederdruckverdichter, auch er stellt in der ersten Sekunde einer Behinderung für die Ansaugluft dar. Erst nach einer Zeit von 700 ms steigt der Druck vor Hochdruckverdichter über einen Wert von 1 bar absolut. In Bild 5.45 sind die Auswirkungen dieser Zusammenhänge für eine Lastaufschaltung bei 2000 U/min im Vergleich der Basis zur zweistufigen Aufladung. Die Erkenntnisse aus den ersten Messungen waren hilfreich bei der Systemanalyse einer geregelten zweistufigen Aufladung. Mit Hilfe der Messungen konnte ein auf die geänderten Bedingungen angepasstes Modell für die dynamische Simulationen hinreichend validiert werden. Für die weitere Untersuchung des Themas erfolgte die notwendige theoretische

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

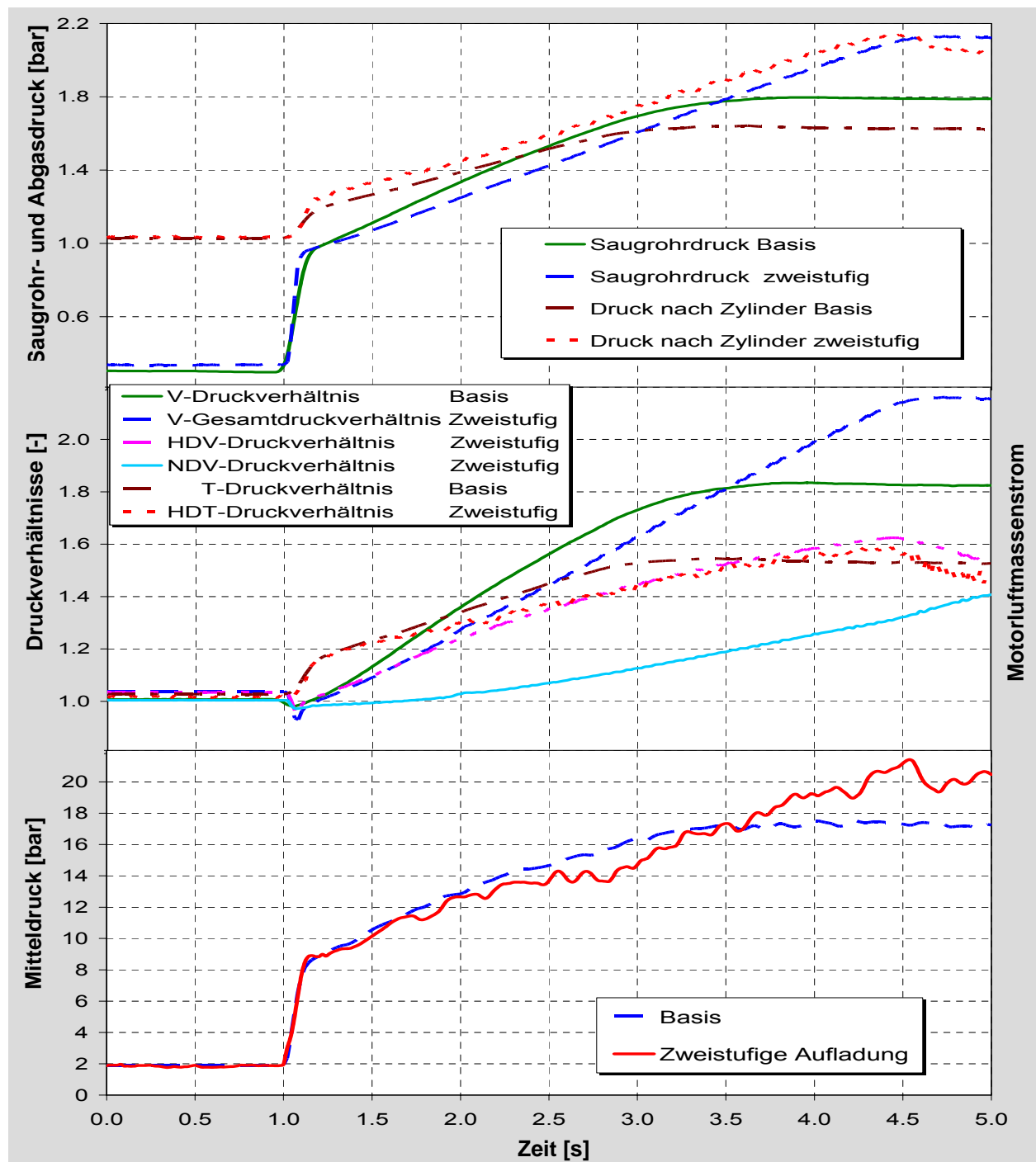


Bild 5.45: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und zweistufig geregelten Aufladung

Vorauslegung der Turboladerstufen. Bei der Auslegung wurde die Erkenntnis zu Grunde gelegt, dass für eine Verbesserung der dynamischen Lastantwort allein die Hochdruckstufe entsprechend zu dimensionieren ist. Der Hochdruckturbolader muss

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

im Durchsatzbereich soweit reduziert werden, dass er im stationären Bereich bereits bei einer Drehzahl von weniger als 1500 U/min abgeregelt werden muss. Ähnlich dem mechanischen Zusatzlader ist eine Auslegung für den dynamischen Betrieb notwendig, bei der man stationär das Energieangebot nur in reduziertem Maße nutzt. Die Maßnahmen zur Anpassung des Hochdruckturboladers umfassen sowohl eine Reduzierung des Durchflusskennwertes (DKW) als auch eine Verringerung des Massenträgheitsmomentes des Laufzeuges. Neben Möglichkeiten in der Veränderung des Turbinengehäuses ist eine Reduzierung des Turbinenraddurchmessers die wirkungsvollste Maßnahme, Eingriff in das Durchsatzverhalten zu nehmen. Für den Druckaufbau nach Lastaufschaltung ist in erster Linie der Drehzahlgradient des Laufzeuges entscheidend, welcher wiederum vom Turbinenmoment abhängt. Der Unterschied des Momentenverlaufes am Turbinenrad in der ersten Sekunde nach einer Lastaufschaltung in Abhängigkeit der

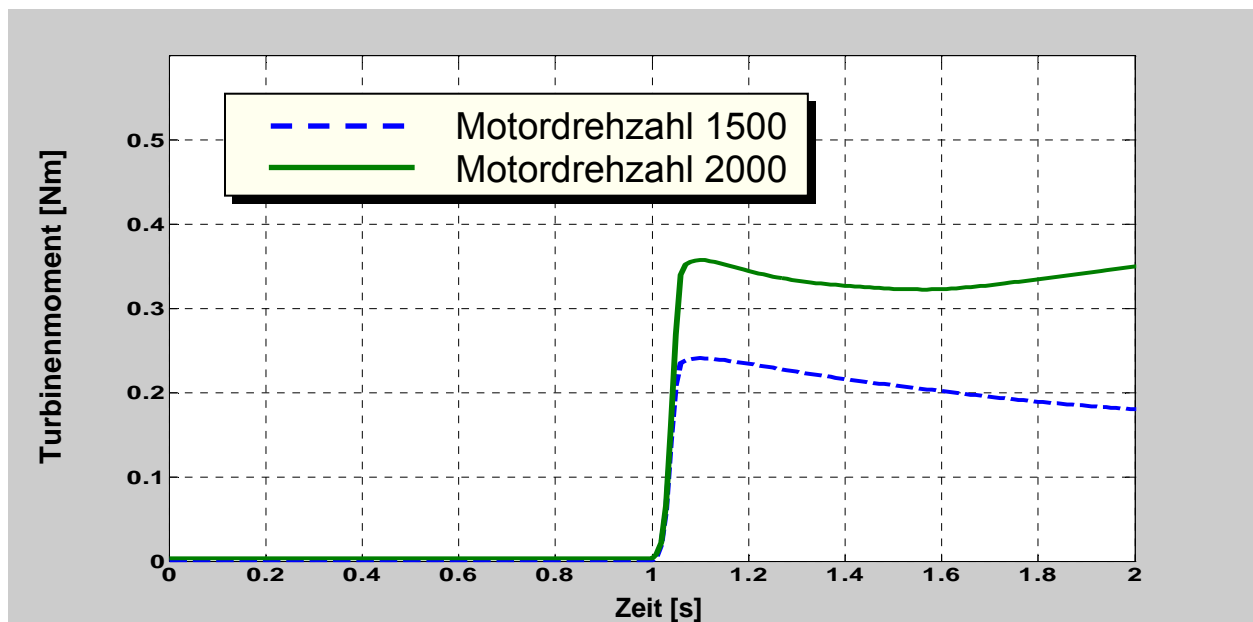


Bild 5.46: Turbinenmoment nach einer Lastaufschaltung im Vergleich der Motordrehzahlen 1500 U/min sowie 2500 U/min

Motordrehzahl wird aus Bild 5.46 ersichtlich. Um das Moment am Turbinenrad bei einer Drehzahl von 1500 U/min zu verdoppeln ergibt sich aus der umgestellten Formel des Turbinenmomentes (5.5) folgender Zusammenhang für das Turbinendruckverhältnis:

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

$$\pi_T = \left(1 - \frac{\omega_{ATL} * M_T}{c_{p3} * T_3 * \dot{m}_T * \eta_T} \right)^{\frac{\kappa_3}{\kappa_3 - 1}} \quad (5.5)$$

Für den Punkt nach der Lastaufschaltung können unabhängig von der geänderten Durchflusscharakteristik die Parameter Turboladerdrehzahl, Massenstrom, spezifische Wärmekapazität, Abgastemperatur und näherungsweise auch der Isentropenwirkungsgrad als gleich angenommen werden. Es ergibt sich somit eine notwendige Erhöhung des Turbinendruckverhältnisses zur Darstellung des doppelten Momentes von nur 7 %. Um diese Erhöhung des Abgasdruckes umsetzen zu können muss der Durchsatzkennwert der Turbine entsprechend Formel (5.6) reduziert werden.

$$DKW = \frac{\dot{m}_T * \sqrt{T_3}}{p_3} \quad (5.6)$$

Aufgrund des stark degressiven Verlaufs des Durchsatzkennwertes in Abhängigkeit des Turbinendruckverhältnisses (Bild 5.46) und unter Berücksichtigung des Drosselstroms nach Formel (4.5) ergibt sich hieraus eine erforderliche Verringerung

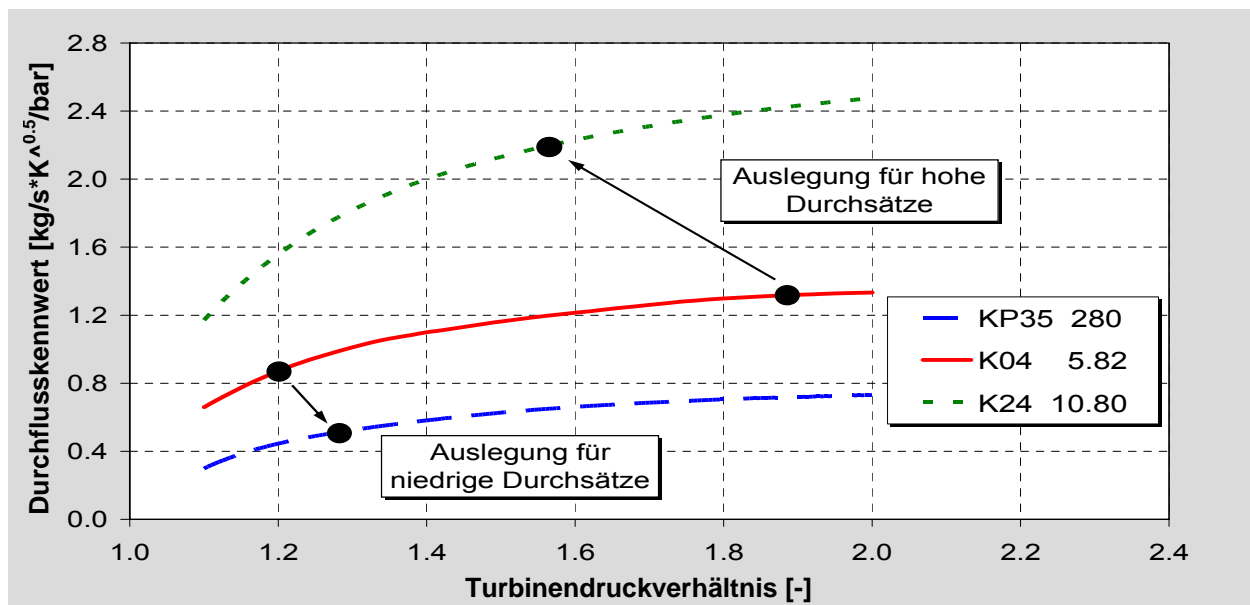


Bild 5.46: Auslegungsstrategie für die zweistufige geregelte Aufladung anhand des Turbinendurchsatzes

des DKW von immerhin 45 %. Der Darstellung für die Auslegungspunkte liegen jeweils die gleichen Massendurchsätze zu Grunde. Entsprechend der Verringerung des Durchsatzes bei niedrigen Motordrehzahlen steht bei Nennleistung eine Erhöhung des DKW als Zielstellung zur Reduzierung des Abgasgegendruckes. Für die Untersuchung ergaben die Berechnungen Anforderungen an die Turbinen, welche durch die Turbolader KP35 280 1672 ($D_T = 35\text{mm}$ $A_T = 3\text{cm}^2$, $D_{Va} = 40\text{mm}$ $D_{Vi} = 29\text{mm}$) für den Hochdruckteil sowie einen K24 10.80 2470 ($D_T = 57\text{mm}$ $A_T = 10\text{cm}^2$, $D_{Va} = 61\text{mm}$ $D_{Vi} = 43\text{mm}$) für den Niederdruck weitestgehend erfüllt wurden. Die daraus resultierenden Massenträgheitsmomente für die Laufzeuge betragen $0.4\text{e-}5\text{ kgm}^2$ für den KP35 sowie $4.6\text{e-}5\text{ kgm}^2$ für den K24. Prinzipiell besteht bei einer zweistufigen Verdichtung nicht der Bedarf den Hochdruckverdichter im oberen Lastbereich durch eine Bypassleitung zu umgehen. Bedingt durch die Dichterhöhung des Niederdruckverdichters stopft der Hochdruckverdichter erst bei erheblich höheren Durchsätzen. Mit dem Übergang zur geregelten Zweistufigkeit und der damit praktizierten größeren Spreizung der Stufen wird sich ein Bypassen des kleinen Verdichters zur Vermeidung von Strömungsverlusten nicht mehr umgehen lassen.

5.3.2. Ergebnisse der Simulationsrechnungen

Für die Bewertung des Potentials der zweistufig geregelten Aufladung wurden für die Simulation die bereits für die beiden vorherigen Varianten herangezogenen Lastaufschaltungen bei konstanter Drehzahl (7 Drehzahlen zwischen 1200 und 2400 U/min) sowie die Fahrzeugbeschleunigung gewählt. Entsprechend der Auslegung und der genannten Randbedingungen ergeben sich deutliche Verbesserungen des dynamischen Mitteldruckaufbaus (Bild 5.47) mit Hilfe der zweistufigen Aufladung. Bedingt durch die im Durchfluss verringerte Hochdruckturbine steigt bei einer Lastaufschaltung bei 2000 U/min der Abgasdruck mit hohem Gradient an. Durch die damit zur Verfügung gestellte Abgasenthalpie an der Hochdruckturbine steigt deren Drehzahl in der ersten Sekunde mit einem Maximalgradient von 170000 U/min/s, hingegen erreicht der Niederdruckverdichter in dieser Phase einen Gradienten von

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

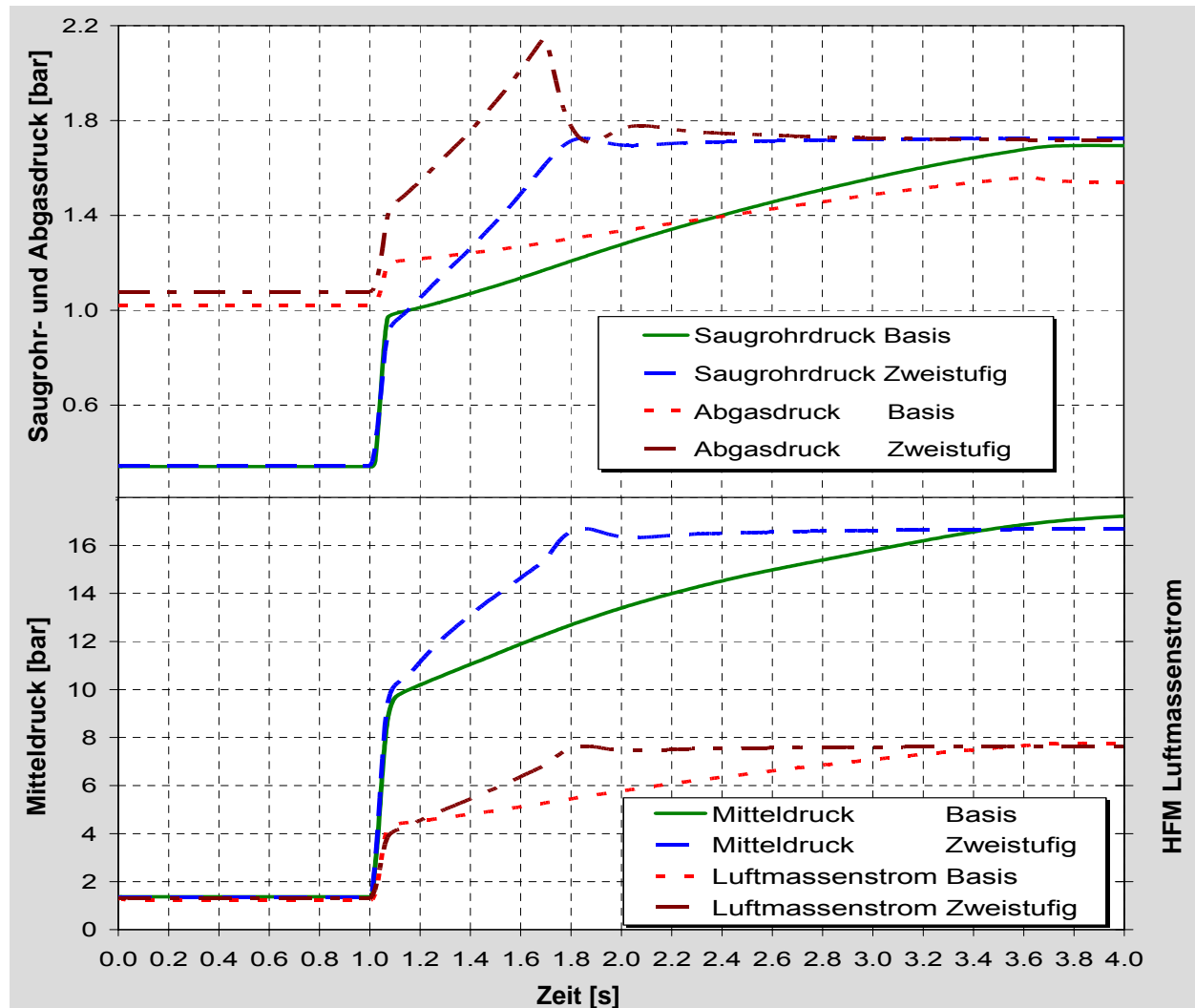


Bild 5.47: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und zweistufig geregelte Aufladung gerechnet

nur 33000 U/min/s. Der als Ziel definierte Wert von 16.5 bar Mitteldruck wird bereits nach einer Zeit von 850 ms, womit sich etwa die Größenordnung der berechneten eBooster Ausführung mit 2.5 kW ergibt. Für die Darstellung dieses Mitteldruckes (Bild 5.47) ist im Vergleich zur Basismotorisierung ein höherer Saugrohrdruckbedarf notwendig. Die Gegenüberstellung der Turbinenwirkungsgrade zeigt eine der Ursachen für den höheren Druckbedarf der zweistufigen Variante. Gegenüber dem K04 der Monoausführung verringert sich der mittlere Isentropenwirkungsgrad um relativ 15% (Bild 5.48). Verglichen mit den Wirkungsgraden einer variablen Turbine für diesen Lastbereich, ergeben sich andererseits signifikante Vorteile von bis zu 20%. Ein zweiter Faktor für den erhöhten

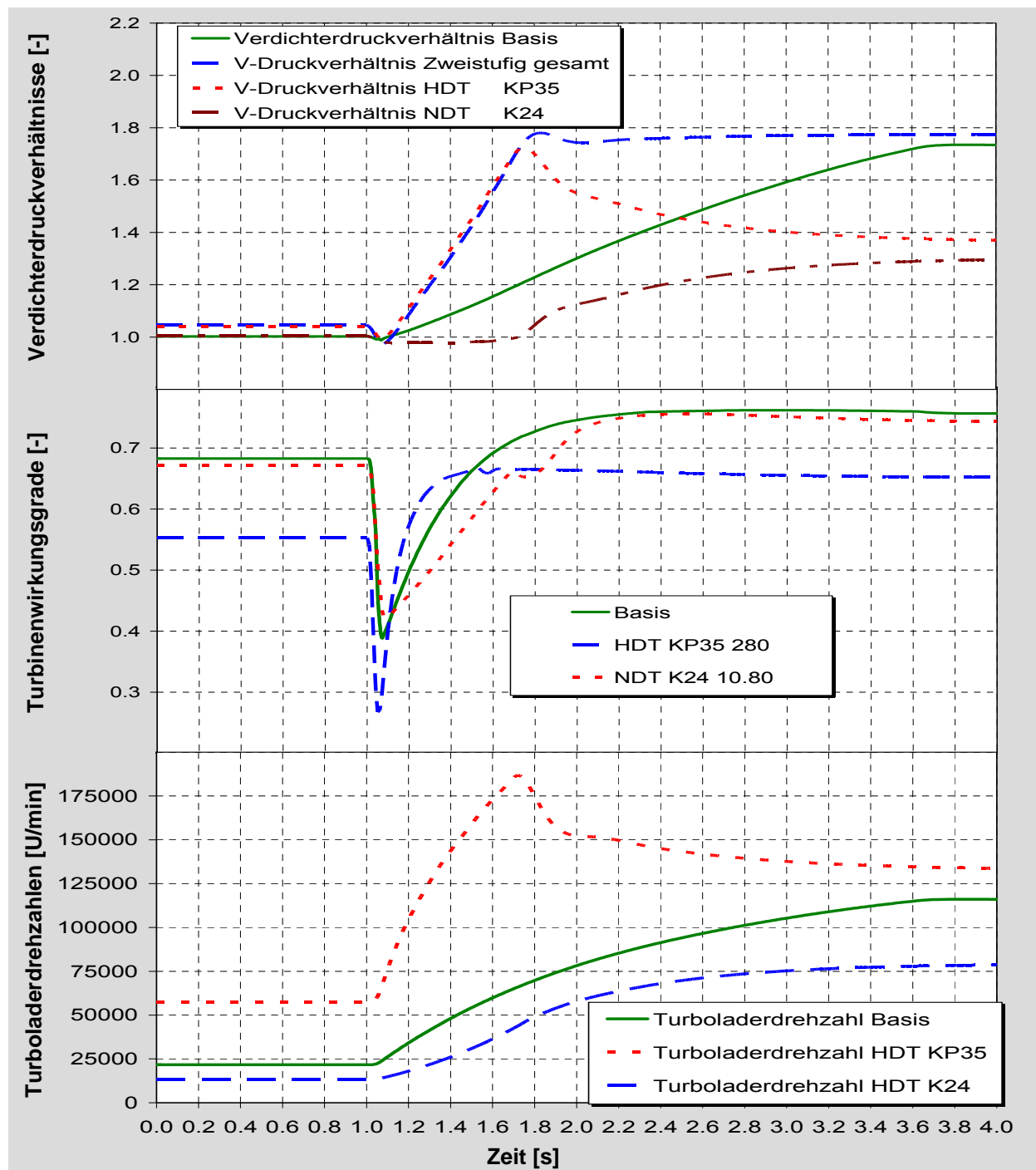
Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren


Bild 5.48: Lastaufschaltung bei 2000 U/min – Vergleich Basis und zweistufig geregelte Aufladung gerechnet

Druckbedarf resultiert aus der höheren notwendigen Turboladerdrehzahl zur Darstellung des Druckverhältnisses. In Anlehnung der Aussagen über die mechanischen Verluste in der Turboladerlaufzeuglagerung (Kapitel 3.2, Bild 3.2)

ergibt sich eine Erhöhung der zu kompensierenden mechanischen Verluste. Durch die vorrangig auf Verbesserungen im dynamischen Verhalten ausgelegte Hochdruckstufe ergeben sich zudem klare Unterschiede in den Turboladerdrehzahlen in den beiden Betriebsarten. An der stationären Volllast erreicht der Hochdruckturbolader eine maximale Drehzahl von 165,000 U/min bei einer Motordrehzahl von 1300 U/min. Instationär erreicht die Turboladerdrehzahl Werte von teilweise über 200000 U/min. Zum Vergleich des oben diskutierten Lastpunktes ergibt sich für die Volllast eine Drehzahl von nur 120000 U/min im Vergleich zu einem Wert von 186000 U/min während des Transientvorganges. Durch die Größenanpassung ist der Hochdrucklader jetzt allerdings in der Lage, das stationäre Druckverhältnis in einer Zeit von unter einer Sekunde allein darzustellen. Der, bezogen auf den gesamten Abgasmassenstrom, prozentuale Wastegatestrom beläuft sich bei 2000 U/min im stationären Fall bereits auf 45%. Diese 45% sind für die Kompensation des fehlenden Anteils des Niederdruckverdichters im dynamischen Fall zwingend erforderlich. Mit Beginn des Regelbereiches der Hochdruckturbine nach 800 ms steigt durch den Wastegatemassentrom das Energieangebot an der Niederdruckturbine schlagartig an, was sich in einer spürbaren Erhöhung des Druckverhältnisses der Niederdruckstufe widerspiegelt. Bei einem Einsatz der zweistufig geregelten Aufladung an einem Dieselmotor, unabhängig ob PKW oder NKW, ist als zu regelndes Element ein Wastegate um die Hochdruckstufe ausreichend. Trotz der relativ großen Spreizung der Turbinengrößen ist der Einsatz eines zweiten Wastegates zur Begrenzung der Niederdruckstufe beim Einsatz der zweistufigen Aufladung an einem Ottomotor unumgänglich. Im Rahmen der Berechnung der mit Hilfe der zweistufigen Aufladung darstellbaren Kennfelderweiterung (nach Bild 5.10) bei niedrigen Drehzahlen erfolgte parallel eine Analyse bezüglich des Potentials zur Abgasgegendruckreduzierung im Nennleistungsbereich. Das für die Kennfelderweiterung formulierte Ziel, eine Erweiterung des Drehzahlbereiches mit einem Mitteldruck von 16.5 bar, lässt sich bis zu einer Motordrehzahl von 1300 U/min umsetzen. Bei der für das Anfahren wichtigen Drehzahl von 1000 U/min wird noch eine Steigerung des Mitteldruckes von 22% erzielt. Für eine Motordrehzahl von 1500 U/min reduziert

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

sich die Verzugszeit bis zum Erreichen der stationären Volllast, trotz höherem Mitteldrucks, um 1.6 s oder 42%. Gleichwohl ergibt sich für sinkende Motordrehzahl gegenüber den beiden Varianten mit Zusatzenergieeinspeisung eine Abnahme der relativen Verbesserungen, erfolgt die Verbesserung gegenüber dem Basismotor letztlich auf der an die Motordrehzahl gebundenen thermodynamischen Ebene. Der angedeutete Bedarf zur Regelung der Niederdruckturbine beginnt etwa bei 4000 U/min. Eine Reduzierung des Abgasgegendruckes ergibt sich allerdings erst ab einer Motordrehzahl von 4800 U/min, einem Bereich indem der Abgasgegendruck bei dem Basismotor beginnt progressiv anzusteigen. Bis zu dieser Drehzahl bedingt die Summe an Verlusten, durch die Verlängerung der Luftstrecken in Verbindung mit dem geringeren Wirkungsgrad für die Hochdruckstufe durchweg ein höheres Druckniveau. Im Nennleistungspunkt sinkt der Abgasdruck um 500 mbar. Ein bereits in der Simulation verfolgter Ansatz, das Problem der extrem hohen Drehzahlen des Hochdruckturboladers zu verringern, war der Ersatz des Hochdruckverdichters in Form des KP35 1574 durch einen KP39 1672 ($D_{Va} = 40\text{mm}$ $D_{Vi} = 29\text{mm}$) unter der Beibehaltung der Turbinenparameter. Möglich war der Umstieg durch die Erkenntnis der Simulationsrechnungen im dynamischen und stationären Betrieb, dass sich ein reichlicher Abstand zur Pumpgrenze ergibt. Mit dem Einsatz des größeren Verdichters verblieb ein ausreichender Sicherheitsabstand zu genannten Systemgrenze. Das Druckverhältnis ist in erster Linie abhängig von dessen Umfangsgeschwindigkeit, woraus sich bei einer Vergrößerung des Verdichterraddurchmessers die zur gleichen Umfangsgeschwindigkeit gehörende Laufzeugdrehzahl reduziert. Letztendlich ergab sich eine Absenkung des maximalen Drehzahlniveaus um annähernd 9%, eine geringfügige Absenkung des Abgasgegendruckes im unteren sowie mittleren Drehzahlbereich und eine infinitesimale Verkürzung der Hochlaufzeit.

Im Gegensatz zu dem eBooster wird eine zweistufig geregelte Aufladung mit steigendem Hubraum effizienter. Das Hauptproblem für kleine Motorengrößen liegt in der mangelnden Verfügbarkeit der notwendigen Turbolader für die Hochdruckstufe. Für den verwendeten Versuchsträgermotor 2 wurde ein Turbolader mit einem Turbinenraddurchmesser von 35 mm verwendet. Der kleinste verfügbare Turbolader

hat einen Durchmesser von 31 mm, woraus sich ein Hubraum zu Erzielung der gleichen Ergebnisse von minimal 1.6l ergibt. Bei einer weiteren Verringerung des Hubraums muss mit Einbussen gerechnet werden. Negativ wirkt sich zudem der mit dem Durchmesser ebenfalls sinkende isentrope Turbinenwirkungsgrad bedingt durch die relativ steigenden Spaltverluste. Für größere Motoren hingegen liegt ein breites Spektrum an verfügbaren Turboladergrößen vor.

5.3.3. Probleme der zweistufigen Aufladung bei einer Umsetzung am realen Motor

Die dargestellten und diskutierten Ergebnisse der Simulationsrechnungen zeigten ein beachtliches Potential der zweistufig geregelten Aufladung sowohl im Bereich der Verbesserung im Transientbetrieb als auch in einer dauerhaften Kennfelderweiterung im Drehzahlbereich unter 2000 U/min. Neben dem erheblichen konstruktiven Mehraufwand ergeben sich auch im rein thermodynamischen Bereich einige schwer zulösende Probleme. Die Simulationsrechnungen erfolgten bei idealisierten Bedingungen bezüglich der Gasströmung auf der Abgasseite. In der Realität stellt speziell der Abzweig des Abgases in die Hochdruckturbine zur einen Seite sowie der Bypassleitung zur Niederdruckturbine in die zweite Richtung ein strömungstechnisches Nadelöhr dar. Es gilt sowohl die Anströmung der Hochdruckstufe, zur verlustarmen Darstellung eines hohen Aufladegrades bei niedrigen Drehzahlen, als auch die Rohrführung des Abgasstromes an dieser Turbine vorbei für hohe Motordrehzahlen strömungsgünstig zu dimensionieren. Ein integriertes Wastegate für die Hochdruckstufe, sie kam bei den Prüfstandsversuchen zur Anwendung, scheidet unter diesem Aspekt sofort aus. Der Querschnitt muss dem maximalen Abgasmassenstrom angepasst werden, ohne an Drosselstellen durch Verwirbelung ein Entropiezuwachs des Abgases zu verzeichnen. Ein Abblaseventil im klassischen Sinne stellt immer ein Strömungshindernis dar und bietet sich deshalb zur Lösung des Problems ebenfalls nicht an. Die Regelung des Übergangsbereiches muss also von einem Klappensystem erfolgen, welches einen großen Maximalquerschnitt ohne Beeinträchtigung des Abgasmassenstromes im

Nennbereich freigegeben kann und andererseits zur Darstellung minimaler Öffnungen im Regelbereich über eine exakte Lagepositionierung verfügen muss. Nur wenn ein derartiges System umgesetzt werden kann, ergibt sich im Nennleistungspunkt eine Reduzierung des Abgasgegendruckes. Im Falle des ausgeführten Systems am Prüfstandes war es durch die vom beschriebenen Ideal abweichende Leitungsführung nicht möglich, dass Druckverhältnis der Hochdruckturbine unter einen Wert von 1.15 zu reduzieren. Das über diese Turbine abgebaute Enthalpiegefälle geht der verfügbaren Gesamtenthalpie komplett verloren. Für die Verdichterseite gestaltet sich die Leitungsführung weit weniger kompliziert, was durch die geringen Druckverluste des Versuchsträgers bestätigt wurde. Die für die Berechnungen erfolgte Auslegung hinsichtlich der Spreizung ergibt im dynamischen Betrieb eine für die Regelung der beiden Turbolader kritischen Bereich um eine Motordrehzahl von 3000 U/min. Die Hochdruckstufe gerät ohne den Vordruck der Niederdruckstufe bei diesen Drehzahlen an die Stopfgrenze. Die Niederdruckstufe benötigt selbst bei dieser Drehzahl eine gewisse Zeit bevor das träge Laufzeug die benötigte Drehzahl erreicht hat. Die Regelung der Hochdruckstufe muss vermeiden, dass der für den ersten Zeitabschnitt nach Lastaufschaltung primäre Hochdruckturbolader durch die Nähe zur Stopfgrenze überdreht wird. Prinzipiell gestaltet sich die Regelung der zweistufigen Aufladung weitaus komplizierter als alle bisher vorgestellten Systeme. Durch die Überlagerung der beiden Regelkreise hat jeder Regelvorgang der einen Stufe eine reziproke Wirkung auf die andere Stufe. Es bedarf einer umfangreichen Vorsteuerung, um unnötiges Aufschwingen der Regelkreise zu vermeiden. Für den Ottomotor ergibt sich mit einer Erhöhung des Ladedrucks via Erhöhung des Abgasgegendrucks bei niedrigen Drehzahlen ohnehin ein Problem. Im Gegensatz zum Dieselmotor kann beim Ottomotor im Drehzahlbereich unter 2000 U/min zur Darstellung hoher Füllungen der Abgasdruck nicht beliebig erhöht werden. Neben dem Einfluss auf die Ladungswechselsarbeit hat der Druck nach Zylinder einen entscheidenden Einfluss auf den Restgasgehalt im Zylinder. Für den Dieselmotor ergeben sich damit ausschließlich Auswirkungen auf die Zylinderfüllung. Bei einem Ottomotor hat der Restgasgehalt zudem einen starken Einfluss auf den Hochdruckprozess. Die sich

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

dadurch verschärfende Klopfproblematik verschlechtert den Gesamtwirkungsgrad des Verbrennungsmotors. Der Erfolg der zweistufigen Aufladung hängt letztendlich von der Gesamteffizienz der Aufladestufen ab. Neben diesen elementaren Problemen gibt es noch weitere störende Auswirkungen der zweistufigen Aufladung. Für die Einhaltung der Emissionsvorschriften ist eine geringe Lightoffzeit des Katalysators erforderlich. Bei einem Abgasturboladermotor stellt während des Kaltstarts das Turbinengehäuse eine störende Wärmesenke dar, welche mit einem zusätzlichen Turbinengehäuse und zusätzlichen Leitungen in ihrer Kapazität steigt. Für die begrenzten Einbaubedingungen im Motorraum ergeben sich verständlicher Weise extra Nachteile.

5.4. Gegenüberstellung der einzelnen Varianten

5.4.1. Bewertung auf Basis der Simulationsrechnungen und der Prüfstandsergebnisse

Ogleich in den einzelnen Kapiteln Abweichungen beim Übergang vom theoretischen Modell zum realen Motor beschrieben wurden, ist es sinnvoll eine vergleichende Analyse der Systeme auf der Basis der Rechnung mit teilweise idealisierten Randbedingungen (Wirkungsgradverlauf des E-Motors, strömungsgünstige Ausführung des Luftführungen etc.) durchzuführen. Viele der genannten Problempunkte sind durchaus lösbar, deshalb ist eine Bewertung nach dem maximal möglichen Potential zur Gegenüberstellung zweckmäßig. Zum Vergleich der Systeme wird auf eine Simulation der Lastaufschaltung (Bild 5.49) bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min aus einem Mitteldruck von 1.5 bar zurückgegriffen. Für das System eBooster erfolgt die Darstellung mit einer abgegebenen Leistung von 2.5 kW mit dem für die Rechnung herangezogenen Wirkungsgradverlauf (Bild 5.25). Die mit diesem Wirkungsgrad aufzubringende Bordnetzleistung von knapp 3 kW stellt auch bei der Simulation die Obergrenze des Verfügbaren dar. Für die Aktuatoren wurden die in der Simulation ermittelten optimalen Verläufe angesetzt. Beim mechanischen Lader ergeben sich Änderungen ausschließlich in der Unterdrückung des Ein- und Abschaltmomentes. Die Abregelung erfolgte gemäß einer linearen Klappenöffnung, der Pscroll selbst wird in der Position nach ATL dargestellt. Auch für die zweistufige Aufladung ergibt sich für diesen Betriebsbereich, in dem die Verdichtung ausschließlich von der Hochdruckstufe übernommen wird, nur ein marginaler Idealisierungsbedarf. Der Vergleich der Ergebnisse unter den genannten Randbedingungen zeigt, dass alle drei untersuchten Varianten bei dieser Drehzahl das Ziel für die Verbesserung des dynamischen Ansprechverhaltens, einen effektiven Mitteldruck von 16.5 bar in einer Zeit kleiner 1 s, erreichen. Der eBooster und die zweistufig geregelte Aufladung kommen in der ersten halben Sekunde nach Lastaufschaltung auf annähernd den gleichen Gradienten im Saugrohrdruckaufbau. Erst mit dem Einsetzen der Leistungsbegrenzung für den eBooster fällt dessen Gradient gegenüber der zweistufigen Aufladung geringer aus.

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

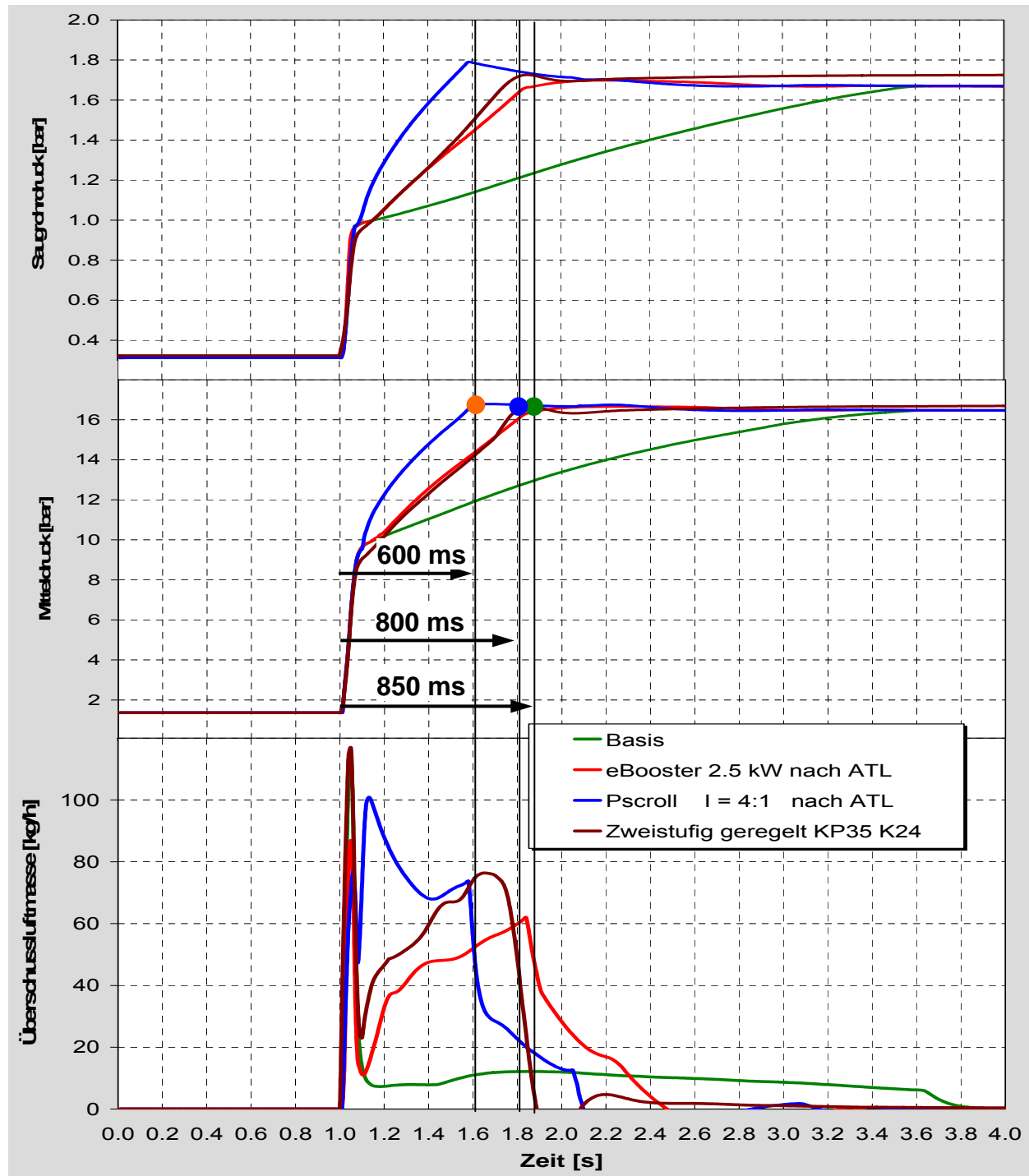


Bild 5.49: Simulierte Lastaufschaltung bei 2000 U/min - Vergleich aller drei Varianten

Bedingt durch das günstigere Spülgefälle ergeben sich dennoch für den Motor mit eBooster ein höherer Massendurchsatz und damit ein geringfügig höheres Moment. Das Zielmoment erreichen beide Varianten nach etwa 800 ms (zweistufig) bzw.

850 ms (eBooster). Durch das größere Volumen der Sauganlage (ca. 2l) gemessen ab Filterkastenaustritt in Verbindung mit größeren Druckverlusten bei der zweistufigen Aufladung, liegt der Saugrohrdruck im entdrosselten Zustand 25 mbar niedriger als bei allen anderen Varianten, wodurch sich ein um 8 Nm geringeres Spontanmoment ergibt. Im Gegensatz zum eBooster erhöht sich das Moment ab dem entdrosselten Zustand mit konstantem Gradient. Für den Pscroll ergeben sich die größten Gradienten für Saugrohrdruckaufbau und Momentensteigerung. Ähnlich der zweistufigen Aufladung steigen die beiden Parameter fast nahtlos aus dem entdrosselten Zustand an. Der Zielwert wird nach einer Zeit von 600 ms erreicht. Der Saugrohrdruck beim Pscroll fällt in der Phase der Zuschaltung zur Kompensation seines Antriebsmomentes höher aus als bei den anderen Varianten. Ein wichtiges Kriterium zur Bewertung der Systeme hinsichtlich ihres Potentials zur Erhöhung des Saugrohrdruckgradienten ist die Differenz zwischen der Luftmasse die von den Strömungsmaschinen gefördert wird und der Luftmasse, welche der Motor schluckt. Mit Hilfe dieser Überschussluftmasse wird der Druck im System erhöht. Bild 5.49 verdeutlicht die völlige unterschiedliche Charakteristik des Pscrolls im Vergleich zu den beiden anderen Unterstützungsvarianten. Während sowohl beim eBooster als auch bei der zweistufig geregelten Aufladung sich erst mit der Zeit eine deutliche Überschussluftmasse aufbaut, stellt der Pscroll sofort das während seiner Unterstützungsdauer auftretende Maximum der Differenzluftmasse zur Verfügung, welches zudem 33% höher ausfällt als die Maxima des eBoosters bzw. der zweistufigen Aufladung. Ein prinzipbedingter Nachteil des mechanisch angetriebenen Systems, ist der die sofort vom Motor aufzubringende Antriebsleistung, wodurch ein Teil des Saugrohrdruckes aufgezehrt wird. Die Differenz des Saugrohrdruckes zu allen anderen Systemen fällt so groß aus, dass nach wie vor ein deutliches Plus an Mitteldruck verbleibt. Die Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens mit teilweise idealisierten Randbedingungen ergibt Vorteile für den Pscroll aufgrund seiner Fördercharakteristik, die als einzige spontan nach Lastaufschaltung eine maximale Differenzluftmasse bereitstellen kann. Der eBooster mit 2.5 kW und die zweistufig geregelte Aufladung erzielen fast identische Ergebnisse, können aufgrund ihres notwendigen längeren Hochlaufverhaltens ihrer Strömungsmaschinen eine dem

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

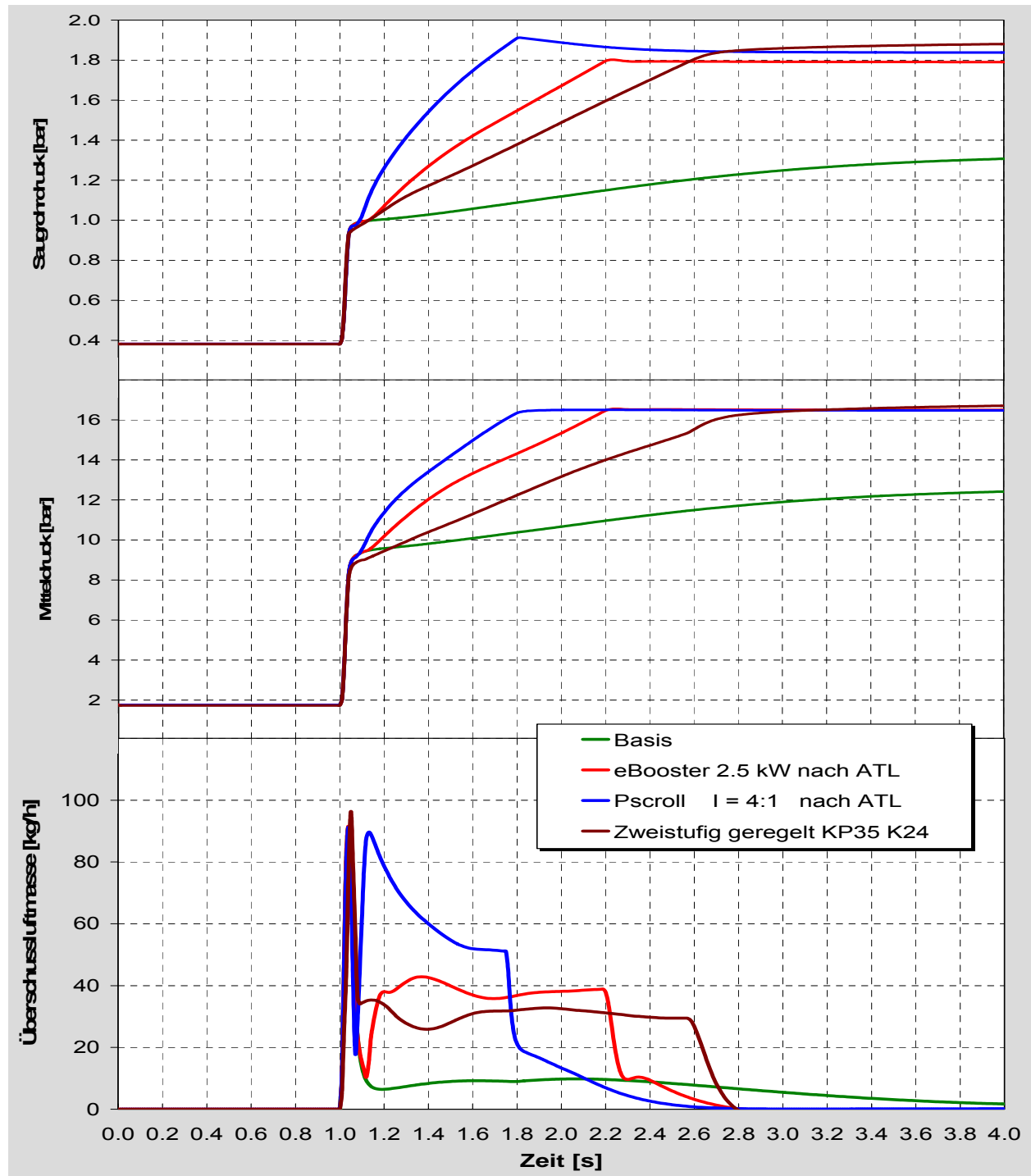


Bild 5.50: Simulierte Lastaufschaltung bei 1500 U/min - Vergleich aller drei Varianten

Pscroll vergleichbare Charakteristik, auch unter idealisierten Bedingungen, nicht vorweisen. Für beide ergeben sich mit der vorliegenden Auslegung gleichwohl signifikante Verbesserungen im Transientverhalten. Der Unterschied der einzelnen

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Varianten wird mit sinkender Motordrehzahl noch deutlicher. Bild 5.50 dokumentiert eine Lastaufschaltung bei einer Drehzahl von 1500 U/min. Mit sinkender Motordrehzahl verringert sich der Eigenanteil des Turboladers an der Gesamtverdichtungsleistung und die maximal verfügbare Leistung des Zusatzverdichters gewinnt an Bedeutung. Im Gegensatz zum eBooster unterliegt der Pscroll keiner Leistungsbegrenzung und kann bei dieser Motordrehzahl seinen zeitlichen Vorteil vergrößern. In der Rechnung wurde als Zielkriterium analog aller bisherigen Rechnungen und Messungen ein Mitteldruck von 16.5 bar angesetzt, wobei bei beiden Zusatzverdichtern die Unterstützung nach Erreichen des Zielwertes zum Halten des Wertes aktiviert bleibt. Mit Hilfe des Pscroll wird dieses Moment nach 800 ms erreicht und im weiteren Verlauf würde das notwendige Antriebsmoment an der Kurbelwelle 8 Nm betragen. Für den eBooster ergibt sich eine Verzugszeit 1250 ms, wobei der Energiebedarf für den stationären Anteil rechnerisch über die Batterie gedeckt wird, wodurch sich ein geringerer Saugrohrdruckbedarf ergibt. Bei der zweistufig geregelten Aufladung wirkt sich das mit sinkender Motordrehzahl gleichzeitig sinkende Abgasenthalpieangebot auf die Hochlaufzeit aus. Gegenüber den Zusatzverdichtern verlängert sich die Verzugszeit bis zum Erreichen des Zielmomentes um 1000 ms (Pscroll) bzw. 550 ms (eBooster). Für eine Darstellung eines Mitteldruckes von 16.5 bar bedarf es bei der zweistufigen Aufladung andererseits keiner Zusatzenergie, dieser Wert liegt innerhalb des darstellbaren Kennfeldes.

Im Rahmen des Vergleiches realer Prüfstandmessungen können nur der eBooster und der Pscroll herangezogen werden. Ergebnisse mit der unter Punkt 5.3.1. herangezogenen Auslegung für die zweistufige Aufladung am realen Motor liegen noch nicht vor. Für den Vergleich der Wirksamkeit der beiden Unterstützungsvarianten wird analog der theoretischen Gegenüberstellung der Ausgangsbetriebspunkt 2000 U/min gewählt. Im Gegensatz zur Simulationsrechnung wurde der eBooster mit einer maximalen Bordnetzleistung von 4 kW betrieben. Die Anordnung beider Zusatzverdichter erfolgte nach Primärverdichter. Trotz des höheren Leistungsangebotes gegenüber der Simulation fällt der Zeitgewinn beim realen eBooster geringer aus, so steigt Verzugszeit bis zum Erreichen des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

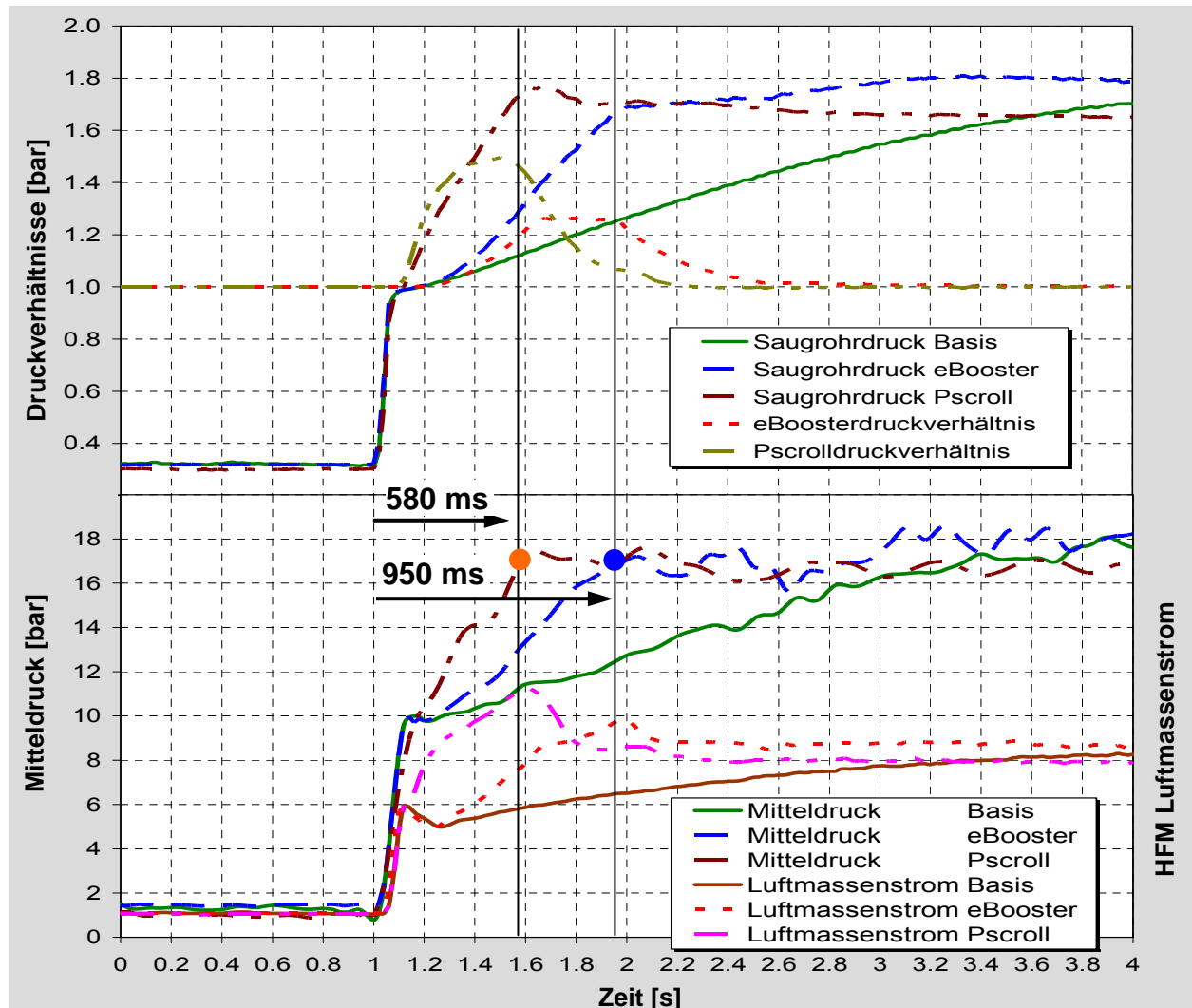


Bild 5.51: Gemessene Lastaufschaltung bei 2000 U/min - Vergleich aller Varianten

Zielmomentes um 100 ms auf 950 ms. Dem gegenüber ergeben sich für den Pscroll die Ergebnisse der Vorausberechnung, die Verzugszeit beträgt 580 ms. Mit diesen Veränderungen gegenüber der Simulationsrechnung vergrößert sich der Vorsprung des mechanischen Zusatzverdichters auf 370 ms bezüglich des Erreichens des Zielmomentes. Im direkten Messungsvergleich fällt vor allem der starke zeitliche Versatz des Druckverhältnisses über dem Zusatzverdichter beider Varianten auf. Der eBooster benötigt 250 ms bevor sein Druckverhältnis Werte über eins erreicht. Zu diesem Zeitpunkt beträgt das Druckverhältnis über dem Pscroll bereits 1.38. Aus diesem Unterschied resultiert der völlig unterschiedliche Verlauf beider Varianten. Während der Pscroll aus dem Spontanmoment heraus sofort einen höheren Moment

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

darstellt als der Basismotor, vergehen beim eBooster knapp 300 ms bevor sich seine Momentenkurve von der des Basismotors abhebt. Eine deutliche Verbesserung stellt der eBooster gegenüber der Basis dennoch dar, verkürzt sich die Verzugszeit immerhin um 1.15 s oder 55%. Für den Pscroll ergibt sich analog der Simulation das größte Potential zur Verbesserung des dynamischen Betriebsverhaltens. Besonders deutlich erkennbar wird dieses Potential bei niedrigeren Motordrehzahlen. In Bild 5.52 ist eine Lastaufschaltung bei einer Motordrehzahl von 1500 U/min

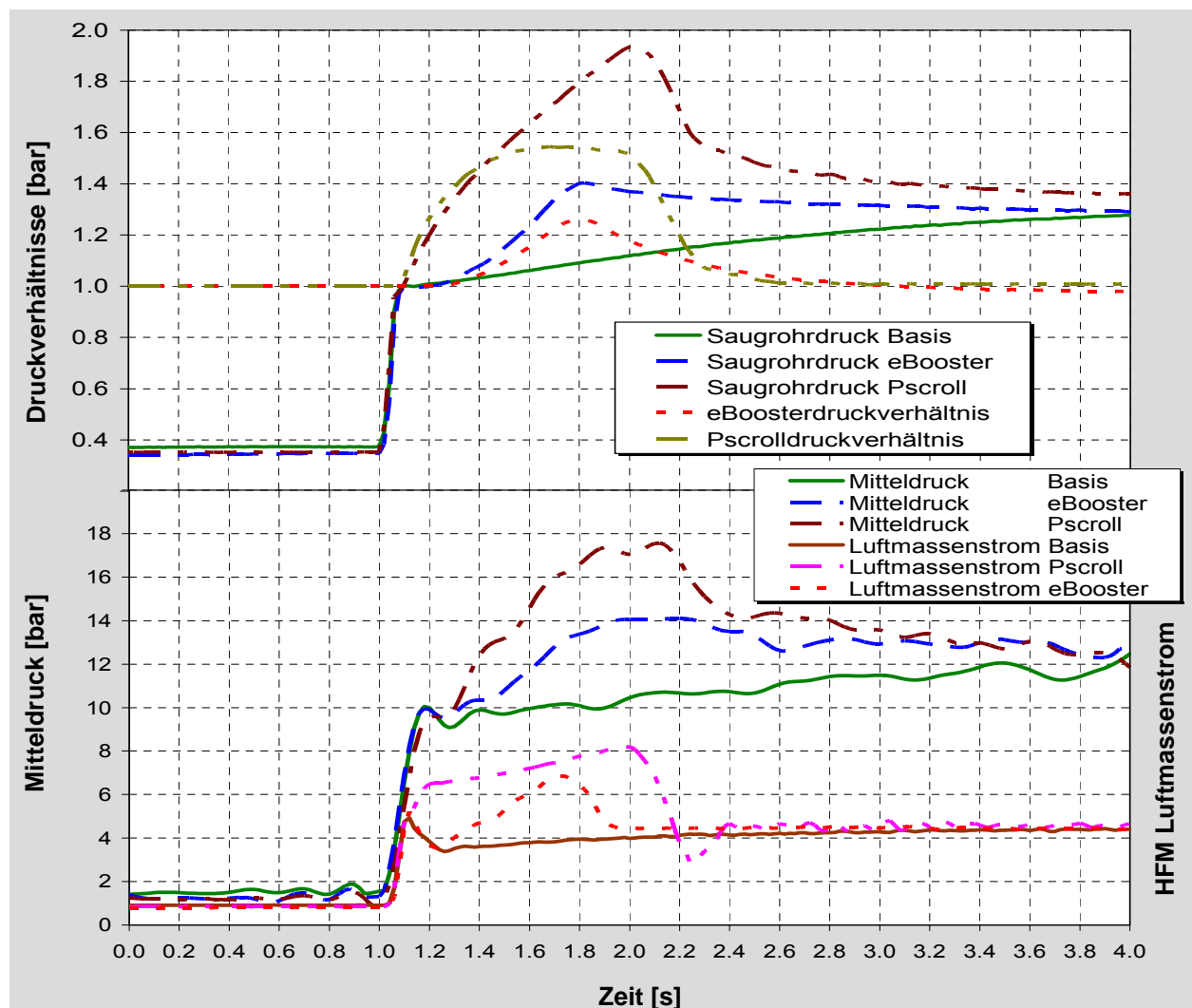


Bild 5.52: Gemessene Lastaufschaltung bei 1500 U/min - Vergleich aller Varianten

gegenübergestellt. Der Basismotor wird hier noch im ungeregelten Bereich des Turboladers (Wastegate geschlossen) betrieben, weshalb es sich anbietet den Zeitpunkt des Erreichens eines 95% - Wertes des stationären Mitteldruckes

heranzuziehen. Hierfür ergibt sich eine Verzugszeit von 2.4 s bezogen auf einen stationären Endwert von 12.7 bar. Mit Hilfe der elektrischen Unterstützung wird dieser 95% - Wert bereits nach einer Zeit von 640 ms erreicht und steigt bis zum Abschalten des Boosters nach 800 ms bis auf 111% des stationären Wertes an. Mit dem Pscroll wird zu diesem Zeitpunkt bereits der globale Zielwert von 16.5 bar Mitteldruck erreicht, was einer Erhöhung gegenüber dem stationären Mitteldruck von 30% entspricht. Vergleichbar der Motordrehzahl 2000 U/min liegt der Hauptunterschied im Anfangsbereich der Lastaufschaltung, in welcher der eBooster 250 ms benötigt, um ein Druckverhältnis größer eins bereitzustellen. Eine kurzzeitige Darstellung eines Mitteldruckes von 16.5 bar mit dem eBooster war aufgrund der auf maximal eine Sekunde vorprogrammierten Ansteuerdauer nicht möglich. Anhand des Gradienten des Moments lässt sich abschätzen, dass hierfür eine Unterstützungsdauer von 1.2 s notwendig gewesen wäre.

5.4.2. Potentiale für die Weiterentwicklung

Beim Vergleich der Simulationsergebnissen mit den realen Messwerten des Prüfstandes ergaben sich speziell für den eBooster Einbußen bezüglich des Gewinnes durch die Unterstützung. Mit den in der Simulation angesetzten geringeren Leistungen ergäben sich noch deutlichere Verluste. Im vorliegenden Fall ergaben sich insbesondere während der Beschleunigungsphase große Differenzen zwischen dem theoretischen und dem rückgerechneten tatsächlichen elektrischen Wirkungsgrad. In diesem Bereich liegt das größte Potential zur Verbesserung des Systems. Die Auswahl des geeigneten Verdichters ist in erster Linie abhängig vom geplanten Einsatzgebiet, vorrangig dynamisch oder mit Kennfelderweiterung. Zur Annäherung des spontanen Übergangsverhaltens des Pscrolls muss das Hochlaufverhalten des eBoosters deutlich verkürzt werden. Umgesetzt werden kann diese Forderung nur mit der angesprochenen Verbesserung des transienten Wirkungsgradverlaufes in Verbindung mit einer weiteren Reduzierung der Massenträgheit des E-Motors. Diese Reduzierung kann durch den in Kapitel 5.1.1 (Vergleich euATL – eBooster) angesprochenen Einsatz eines

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Kunststoffverdichterrades (beim vorliegenden eBooster fand ein herkömmliches Aluminiumrad Verwendung) auf der Seite der Strömungsmaschine begegnet werden. Für den Elektromotor kommt als Alternative zur verwendeten Asynchronmaschine mit Vollstahlrotor die Verwendung eines Reluktanzmotors in Frage [12], bei dem sich die ausgeprägte Zahnkontur positiv auf das Massenträgheitsmoment auswirkt. Eine einfache Reduzierung des Durchmessers des Vollstahlrotors bei dem Asynchronmotor reduziert zwar die träge Masse, gleichzeitig sinkt aber das maximal verfügbare Drehmoment, wodurch sich im wichtigen Verhältnis Moment/Massenträgheit nicht zwangsläufig eine Verbesserung ergibt.

Der Übergang auf ein reines 12 V – Bordnetz wird ausschließlich Nachteile zur Folge haben. Durch die bei gleicher Leistung notwendigen höheren Ströme werden die Verluste in den Wicklungen und Leitungen ebenfalls steigen. Die quantitativen Auswirkungen sind an dieser Stelle noch nicht abschätzbar.

Die Potentiale bezüglich einer Weiterentwicklung bei dem Pscroll konzentrieren sich auf eine Reduzierung der notwendigen Übersetzung zur weiteren Minimierung des Einschaltmomentes sowie der Absenkung der Verluste durch Lagerreibung sowie durch innere Verdichtung. Für den vorliegenden Spirallader ergibt sich ohne

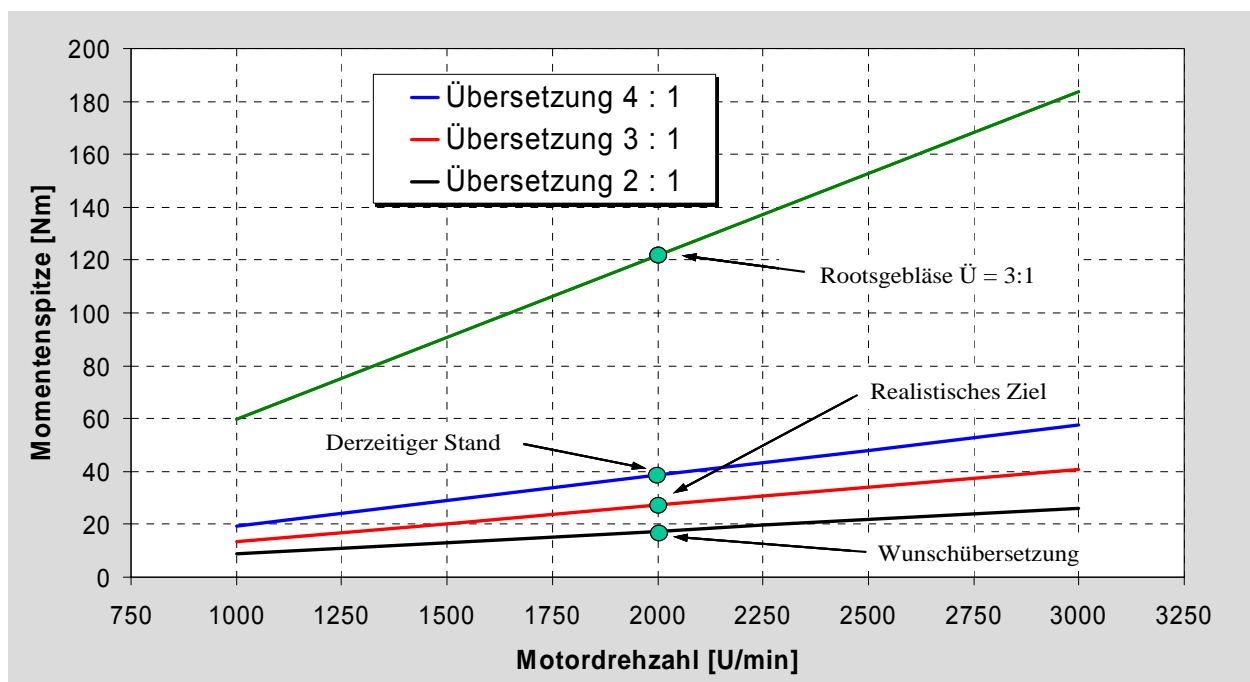


Bild 5.53: Momentenspitze an der Kurbelwelle in Abhängigkeit der Übersetzung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

gravierende Auswirkungen auf die Außenabmessungen ein Potential zur Erhöhung des Fördervolumens pro Umdrehung, welches eine Reduzierung der Übersetzung von 4:1 auf 3:1 zu eins ermöglicht. Welche Auswirkung die Übersetzung auf die Spitzenmomente während der Zuschaltphase hat, wird aus Bild 5.53 ersichtlich. Ergänzend wurde möglichen Übersetzungen des Pscrolls eine entsprechend dimensionierte Ausführung eines Rootsaders (Erhöhung des Moments aufgrund eines deutlich höheren Massenträgheitsmomentes Faktor 10 – 15) beigefügt. Bei Verwendung eines Schraubenladers wird sich das Spitzenmoment nochmals erhöhen. Mit der Reduzierung der Ladedrehzahl ergeben sich Vorteile hinsichtlich der maximal zulässigen Motordrehzahl, bei der ausgekuppelt werden muss. Andererseits kommt man durch die reduzierte Drehzahl in den Bereich des mechanischen Laders, in dem die Förderkennlinien in ihrer Steigung etwas abfallen. Vorrangig bei Motordrehzahlen unter 1500 U/min ist deshalb mit geringfügigen Abstrichen gegenüber der bisherigen Auslegung zu rechnen.

Bei der zweistufigen Aufladung besteht primär nur bei der Auslegung der Leitungsführung sowie dem Finden eines geeigneten Klappensystems auf der Abgasseite Handlungsbedarf. Alle weiteren Komponenten inklusive der Turbolader sind ausgereifte bereits in Serie produzierte Teile. Die Kernarbeit wird in einer strömungsoptimierten Auslegung der Ansaug- und Abgasleitungen liegen.

6. Zusammenfassung

Mit der starken Verbreitung des turboaufgeladenen Dieselmotors seit etwa 10 Jahren gewinnt auch der mittels Abgasturbolader aufgeladene Ottomotor mehr an Bedeutung. Das Ziel gegenüber den früheren Motoren bestand dabei mehr auf hohem Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen als nur hohe Mitteldrücke bei der Nennleistung. Durch den Einsatz im Durchschnitt verringerter Turbolader konnte bereits bei Drehzahlen unter 2000 U/min ein hoher Mitteldruck dargestellt werden. Trotz aller Verbesserungen konnte der prinzipbedingte Nachteil eines abgasturboaufgeladenen Motors gegenüber einem leistungsgleichen hubraumgrößerem Saugmotor allerdings nicht beseitigt werden. Im dynamischen Betriebsverhalten zeigen diese Motoren, vor allem bei Drehzahlen unter 2000 U/min, einen verzögerten Mitteldruckaufbau. Mit konventionellen Ansätzen (z.B. Optimierung des Turboladers) ist dieses Problem nicht zufrieden stellend zu lösen, deshalb wurden Ansätze zur Unterstützung im dynamischen Betrieb erstellt. In dieser Arbeit wurden die Lösungen mit dem größten Potential zur Verbesserung eingehend untersucht. Andere Ansätze, wie beispielsweise die beim Dieselmotor mit Erfolg angewendete variable Turbine, kommen aus den unterschiedlichsten Gründen nicht in Betracht. Die untersuchten Ansätze greifen zum Einen in das Gebiet der gezielten Einspeisung von dauerhaft verfügbarer Zusatzenergie und zum Anderen zur Verteilung der Verdichtungsarbeit auf zwei Turboladerstufen. Als Zielstellung für die Verbesserungen des dynamischen Betriebsverhaltens wurde das Erreichen eines effektiven Mitteldruckes von 16.5 bar in einer Zeit von weniger als einer Sekunde ab einer Motordrehzahl von 1700 U/min formuliert. Im Falle der Einspeisung von Zusatzenergie muss diese beliebig oft und in kurzen Abständen verfügbar sein. Im Weiteren dürfen die Zusatzkomponenten keinen negativen Einfluss im Kennfeld des Motors haben. Im Kapitel Einspeisung von Zusatzenergie wurden die Konzepte elektrische unterstützter Turbolader (Elektromotor auf Turboladerwelle montiert - euATL) sowie elektrischer Zusatzverdichter (eBooster in Serie mit dem Abgasturboladerverdichter geschaltet) miteinander verglichen. Das insgesamt bessere Potential in Verbindung mit deutlich geringerem Energieverbrauch brachte für weitere Untersuchungen die Entscheidung

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

zu Gunsten eines eBoosters. Mit Hilfe umfangreicher rechnerischer Parameterstudien wurden die Randbedingungen für den Einsatz eines eBooster ermittelt. Dabei wurde festgestellt, dass die Dimensionierung des eingesetzten Boosterverdichters ein Kompromiss zwischen Potential im Transientbetrieb und ausreichender Kennfeldbreite zur Anhebung der stationären Volllast im untersten Motordrehzahlbereich ist. Die Berechnungen haben zudem ergeben, dass die zu erwartende Begrenzung der verfügbaren elektrischen Bordnetzleistung den eBooster vorrangig für den Einsatz von Motoren mit einem Hubraum kleiner 2.5 l prädestiniert. Eine weitere Variante sieht die serielle Anordnung eines mechanisch (über Kurbelwelle) angetriebenen Zusatzverdichters vor. Der dafür verwendete Lader arbeite nach dem Verdrängerprinzip und ist über eine Kupplung mit dem Riementrieb verbunden. Für die Umsetzung als zuschaltbares System reduziert sich die Auswahl auf einen mit geringem Massenträgheitsmoment gekennzeichneten Spirallader. Im Rahmen der rechnerischen Voruntersuchung wurden Vorteile für eine Einbaulage nach Turboladerverdichter nachgewiesen. Als dritte Variante wurde eine geregelte zweistufige Aufladung aufgegriffen, bei welcher zwei im Durchsatz voneinander weit gespreizte Turbolader zum Einsatz kommen. Gegenüber der Variablen Turbine ergeben sich im Problemdrehzahlbereich unter 2000 U/min Vorteile im Turbinenwirkungsgrad sowie im signifikant geringeren Massenträgheitsmoment des Turboladerlaufzeuges der Hochdruckstufe.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse wies für alle drei Varianten das Potential zur Umsetzung der formulierten Forderung zur Dynamikverbesserung nach. Bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min erreichten der Pscroll nach 580 ms und die beiden anderen Varianten nach jeweils 850 ms das Zielmoment. Gleichzeitig ergab die Analyse des für den Druckaufbau im System verantwortlichen Parameters Massenstrom der Strömungsmaschinen eine unterschiedliche Charakteristik der einzelnen Varianten. Während der Pscroll unabhängig von der Motordrehzahl sofort nach Lastaufschaltung eine hohe Überschussluftmasse, bezogen auf die vom Motor geschluckte Masse, fördert, vergeht sowohl beim eBooster als auch bei der zweistufigen Aufladung durch die notwendige Hochlaufzeit der Radialverdichter eine Zeitspanne bis zum Aufbau einer Überschussmasse. Die Zeitspanne während des

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

Hochlaufs von der Ausgangsdrehzahl bis zur Enddrehzahl beträgt beim Pscroll nur etwa 80 ms, während bei den anderen Systemen ein Zeit von weniger als 400 ms auch theoretisch nicht darstellbar ist.

Bei dem Übergang zu realen Hardwarekomponenten am Prüfstand vergrößerte sich der Abstand zwischen Pscroll und dem eBooster (die zweistufige Aufladung wurde nur rechnerisch untersucht). Das System Pscroll greift auf weitestgehend bekannte und erprobte Technik zurück, wodurch gegenüber der Simulation keine Einschränkungen zu verzeichnen waren. Mit dem eBooster ergaben sich für den Elektromotor deutliche Abweichungen von dem für die Simulation zur Verfügung gestellten Wirkungsgradverlauf über der Drehzahl im Vergleich zum Tatsächlichen. Speziell in der Beschleunigungsphase ergeben sich gravierende Einbussen. Mit dem höheren Leistungsangebot am Prüfstand (4 kW statt 2.5 kW) gegenüber der Simulation konnte das Potential des Systems nachgewiesen werden. Bei einer Leistungsbeschränkung reduzieren sich die Gewinne spürbar. Eine zusammenfassende Bewertung der möglichen Systeme zur Verbesserung des dynamischen Betriebsverhaltens eines aufgeladenen Ottomotors ist in der unten abgebildeten Übersicht dargestellt, wobei entscheidende Vorteile grün und die größten Nachteile mit rot gekennzeichnet sind.

eBooster

- deutliche Dynamikverbesserung ($t_{260Nm} = 0.95s$) bei 2000 U/min
- bessere Bedingungen bei kleineren Hubräumen ($\leq 2.0l$)
- **Potential momentan nur mit 42 V-Bordnetz und 4kW Leistung darstellbar**
- Kennfelderweiterung nur begrenzt möglich
- noch nicht ausgereifte Technik
- E-Motorwirkungsgrade zum heutigen Stand zu gering
- **Zusatzplatzbedarf aber Lage relativ frei wählbar**

Pscroll

- **schnellster dynamischer Drehmomentaufbau ($t_{260Nm} = 0.6s$)**
- Ergebnisse zu allen Hubräumen übertragbar
- keine Begrenzung bezüglich der verfügbaren Leistungen
- Kennfelderweiterung ohne Einschränkungen möglich
- einfacher mechanischer Antrieb
- Zu/Abschaltthematik durch Änderungen an der Hardware entschärfbar
- **erhöhter Bauraumbedarf und Festlegung auf die Riemenenebene**

Zweistufige Aufladung

- Dynamikverbesserung auf Niveau des Boosters ($t_{260Nm} = 0.95s$)
- Vorteile bei größeren Hubräumen ($\geq 1.8l$)
- zur Zeit noch keine komplette Hardware verfügbar (speziell Bypasssystem)
- **Kennfeld wird ohne Zusatzenergie erweitert**
- bekannte Komponenten
- **Problem für Abgasnachbehandlung**
- erhöhter Bauraumbedarf im Abgastrakt

7. Literaturverzeichnis

- [1] Zinner, K.
Aufladung von Verbrennungsmotoren
Springer Verlag, Berlin 1980
- [2] Pischinger, R. , Kraßnig, G , Taucar, G. , Sams, Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
Springer Verlag, Wien New York 1989
- [3] Janach, W. , Heini, K. , Hüsler, I.
„p-booster“ und AGR/Lambda-Kombisteuerung für aufgeladene
Ottomotoren
MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 2002
- [4] Kreuter, P. , Bey, R. Wensing, M.
Impulslader für Otto- und Dieselmotoren
Wiener Motorensymposium 2001
- [5] Kreuter, P. , Wensing, M. Bey, R. , Peter, U. , Böcker, O.
Kombination von ATL- und Impulsaufladung
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002
- [6] Esch, H.J. , Brüstle, C. , Tran Van, K. , Wagner, J.
Verbesserung des stationären und instationären Betriebsverhaltens von
abgasturboaufgeladenen Ottomotoren
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1987
- [7] Hack, G. , Langkabel
Turbo- und Kompressormotoren
Motorbuch Verlag, Stuttgart 1999
- [8] Schmitz, T. , Holloh, D. , Jürgens, R.
Potentiale einer mechanischen Zusatzaufladung für Nutzfahrzeugmotoren
Wiener Motorensymposium 1994
- [9] Harndorf., H. , Kuhnt, H.W.
Verbesserung des Instationärverhaltens aufgeladener Dieselmotoren
durch Zusatzlufteinblasung am Turbolader
MTZ Motortechnische Zeitschrift 56 1995
- [10] Zellbeck, H. , Friedrich, J. , Ross, T. , Heinrich, D.
Potentialermittlung des Drehmoment-Response-Verhaltens aufgeladener
Ottomotoren
Aufladetechnische Konferenz Dresden 2002

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

- [11] Merker, G.P. , Schwarz, C.
Technische Verbrennung, Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse
Verlag Teubner, Stuttgart 2001
- [12] Friedrich, J.
Optimierung des Beschleunigungsverhaltens eines aufgeladenen NKW -
Dieselmotors
Diplomarbeit TU Dresden 1998
- [13] Huber, G.
Elektrisch unterstützte ATL-Aufladung (euATL), Schaffung eines neuen
Freiheits-grades bei der motorischen Verbrennung
Aufladetechnische Konferenz, Dresden 1997
- [14] Hoecker, P. , Jaisle, W. , Münz, S.
Der eBooster – Schlüsselkomponente eines neuen Aufladesystems von
BorgWarner Turbo Systems für Personenkraftwagen
Wiener Motorensymposium 2001
- [15] Verschoor, M. , Shahed, M.S. , Allen, J. , Barthelet, P.
Der Einfluss von elektrisch unterstützten Aufladesystemen auf
Downsizing und Kraftstoffverbrauch
Wiener Motorensymposium 2002
- [16] Shahed, M.S. , Allen, J. , Barrios, E.
Elektrisch unterstützte Turboladersysteme für konventionelle, Hybrid- und
Brennstoffzellenantriebe
Wiener Motorensymposium 2000
- [17] Münz, S., Bertolini, Th. , Schier, M. , Schmalzl , P.
Der eBooster – Konzeption und Leistungsvermögen eines
fortgeschrittenen elektrisch unterstützten Aufladesystems
Aufladetechnische Konferenz Dresden 2002
- [18] Spinnler, F.W. , Kolb, R.W.
Ecodyno, ein neuer Kompressor nach dem Spiralprinzip
Aufladetechnische Konferenz Dresden 1997
- [19] Eiser, A. , Grabow, J. , Königstedt, J. , Werner, A.
Moderne Aufladekonzepte der Turbomotoren von Audi
Aufladetechnische Konferenz Dresden 1997
- [20] Käufler, P. , Eiser, A. , Erdmann, H.D.
Die neue Audi RS4-Motorisierung unter thermodynamischen
Gesichtspunkten
Aufladetechnische Konferenz Dresden 2000

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

- [21] Zellbeck, H. , Friedrich , J.
Die elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung als neues Aufladekonzept
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 1999
- [22] Zellbeck, H. , Friedrich , J.
Simulation des Beschleunigungsverhaltens von PKW-Ottomotoren mit
neuen Aufladeverfahren
Wiener Motorensymposium 1999
- [23] Viehweger, K. , Rauscher, M. , Lang, O.
Potential des elektrisch unterstützten Turboladers bei modernen PKW DI-
Dieselmotoren
Aufladetechnische Konferenz Dresden 2000
- [24] Pflüger, F.
Regulated two-stage turbocharging – KKK's new charging system for
commercial diesel engines
International Conference on Turbocharging and Air Management Systems
London 1998
- [25] Oberholz, G. , Pflüger, F.
Downsizing-Aufladekonzepte für Ottomotoren
Konferenz "Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren" München
2000
- [26] Schorn, N. , Paffrath, H.
Potentialabschätzung von Abgasturboaufladeverfahren für
Nutzfahrzeugmotoren
Aufladetechnische Konferenz Augsburg 1993
- [27] Sonner, M. , Wurms, R. , Kuhn, M. ,Friedrich, J.
Elektrisch unterstützte Aufladesysteme beim Otto-Turbomotor – Chancen
und Grenzen
Aufladetechnische Konferenz Dresden 2002
- [28] Zellbeck, H.
Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens
aufgeladener Dieselmotoren
(Diss.) Technische Universität München 1981
- [29] Betz, A.
Rechnerische Untersuchung des stationären und transienten
Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener Viertakt-
Dieselmotoren
(Diss.) Technische Universität München 1985

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

- [30] Östreicher, W.
Neue Regelungsstrategien für Antriebsanlagen mit hochaufgeladenen
schnelllaufender Viertakt-Dieselmotoren
(Diss.) Technische Universität Berlin 1995

- [31] Doll, M.
Beitrag zur Berechnung des stationären und transienten
Betriebsverhaltens kleiner, schnelllaufender Dieselmotoren mit unterteilten
Brennräumen
(Diss.) Technische Universität München 1990

- [32] Schorn, N.
Beitrag zur rechnerischen Untersuchung des Instationärverhaltens
abgasturboaufgeladener Fahrzeugdieselmotoren
(Diss.) Technische Hochschule Aachen 1986

- [33] Rosenkranz, H.-G.
Zum Beschleunigungsverhalten von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit
Abgasturboaufladung
(Diss.) Universität Stuttgart 1982

- [34] Safarovic, H.
Beitrag zum Instationärverhalten abgasturboaufgeladener PKW-
Dieselmotoren
(Diss.) Universität Stuttgart 1988

- [35] Beineke, E.; Woschni, G.
Rechnerische Untersuchung des stationären und transienten
Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener mittelschnelllaufender
Viertakt-Dieselmotoren
MTZ Motortechnische Zeitschrift 39 1978

8. Formelzeichen und Indizes

Konstanten

| Zeichen | Wert | Bedeutung |
|---------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| g | 9.80665 m/s^2 | Normalfallbeschleunigung |
| R | $287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ | ideale Gaskonstante für trockene Luft |
| π | 3.1415927 | Kreiszahl |

Variablen

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|-----------|-------------------------------|---------------------------------------------|
| A | m^2 | Fläche |
| a | m/s^2 | Beschleunigung |
| c | m/s | theoretische Gasgeschwindigkeit |
| c_p | $\text{J/kg} \cdot \text{K}$ | spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck |
| c_v | $\text{J/kg} \cdot \text{K}$ | spez. Wärmekapazität bei konstantem Volumen |
| d | m | Durchmesser |
| D | m | Durchmesser |
| E | J | Energie |
| H | J | Enthalpie |
| h | J/kg | spezifische Enthalpie |
| J | $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ | polares Massenträgheitsmoment |
| K | $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ | Wärmedurchgangskoeffizient |
| M | Nm | Moment |
| \dot{m} | kg/s | Massestrom |
| n | min^{-1} | Drehzahl |
| P | kW | Leistung |
| p | bar | Druck |
| p_{me} | bar | effektiver Mitteldruck |
| Q | J | Wärme |
| s | J/kg | spezifische Entropie |
| T | K | Temperatur |

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|-----------|---------------------|----------------------------|
| t | s | Zeit |
| U | J | innere Energie |
| u | J/kg | spezifische innere Energie |
| u | m/s | Umfangsgeschwindigkeit |
| \dot{V} | m ³ /s | Volumenstrom |
| v | m/s | Geschwindigkeit |
| w | m/s | Teilchengeschwindigkeit |
| α | W/m ² *K | Wärmeübergangskoeffizient |
| ζ | - | Druckziffer |
| η | - | Wirkungsgrad |
| κ | - | Isentropenexponent |
| λ | W/m*K | Wärmeleitfähigkeit |
| μ | - | Durchflussbeiwert |
| π | - | Druckverhältnis |
| ρ | kg/m ³ | Dichte |
| ψ | - | Durchflussziffer |
| ω | s ⁻¹ | Winkelgeschwindigkeit |

Indizes

| Index | Bedeutung |
|-------|--------------------------------|
| 0 | Ruhezustand |
| 1 | vor Verdichter |
| 2 | nach Verdichter / vor Zylinder |
| 3 | nach Zylinder / vor Turbine |
| 4 | nach Turbine |
| A | Auslass |
| ATL | Abgasturbolader |
| aus | austretende |
| E | Einlass |
| ein | eintretende |
| ES | Einlass schließt |
| i | innere |
| m | mittlere |

Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren

| Index | Bedeutung |
|-------|---------------------|
| mot | Motor |
| nLLK | nach Ladeluftkühler |
| p | isobar |
| s | isentrop |
| S | Saugrohr |
| T | Turbine |
| th | theoretisch |
| u | Umfang |
| V | Verdichter |
| v | isochor |
| vLLK | vor Ladeluftkühler |
| W | Wand |
| Z | Zylinder |

Abkürzungen

| Index | Bedeutung |
|----------|-------------------------------------|
| AÖ | Auslassventil öffnet |
| AS | Auslassventil schließt |
| DKW | Durchsatzkennwert |
| EÖ | Einlassventil öffnet |
| ES | Einlassventil schließt |
| eBooster | elektrischer Zusatzverdichter |
| euATL | elektrisch unterstützter Turbolader |
| HFM | Heißfilmluftmassenmesser |
| KW | Kurbelwelle |
| MTM | Massenträgheitsmoment |
| OT | oberer Totpunkt |
| UT | unterer Totpunkt |
| VTG | variable Turbinegeometrie |
| WG | Wirkungsgrad |
| ZSA | zweistufig geregelte Aufladung |

Tabellarischer Lebenslauf

| | |
|----------------|------------------------------------------------------------|
| Name: | Jürgen Friedrich |
| Geburtsdatum: | 29.10.1969 |
| Geburtsort: | Karl-Marx-Stadt (heute Chemnitz) |
| Familienstand: | ledig |
| Ausbildung: | Grundschule in Karl-Marx-Stadt 1976 – 1986 |
| | Abitur in Karl-Marx-Stadt 1986 – 1989 |
| | Lehre als Maschinenbauer in Karl-Marx-Stadt 1986 – 1989 |
| | Studium der Informationstechnik in Chemnitz 1990 – 1993 |
| | Studium in Maschinenbau in Dresden 1993 – 1998 |

seit 1998 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren an der TU Dresden